



**Уральский
федеральный
университет**

имени первого Президента
России Б.Н.Ельцина

**Уральский
энергетический
институт**

**П. Н. ПЛОТНИКОВ
Т. А. НЕДОШИВИНА**

ЗАДВИЖКА ЗАПОРНАЯ С ПРИВОДНОЙ ГОЛОВКОЙ. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ

Учебно-методическое пособие

Министерство образования и науки Российской Федерации
Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б. Н. Ельцина

П. Н. Плотников
Т. А. Недошивина

ЗАДВИЖКА ЗАПОРНАЯ С ПРИВОДНОЙ ГОЛОВКОЙ.
РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ

*Рекомендовано методическим советом УрФУ
в качестве учебно-методического пособия для студентов,
обучающихся по программе бакалавриата
по направлению 141100.62 — Энергетическое машиностроение*

Екатеринбург
Издательство Уральского университета
2015

УДК 696.117(075.8)
ББК 34.749я73
ПЗ9

Рецензенты:

кафедра «Энергетика» Уральского государственного лесотехнического университета (зав. кафедрой д-р техн. наук, проф. С. М. Шанчуров);

канд. техн. наук С. В. Жуков (Екатеринбургский филиал по реализации приоритетных инвестиционных проектов ОАО «Территориальная генерирующая компания № 9»)

Научный редактор — д-р техн. наук, проф. В. И. Брезгин

Плотников, П. Н.

ПЗ9 Запорная задвижка с приводной головкой. Расчет и конструирование: учебно-методическое пособие / П. Н. Плотников, Т. А. Недошивина. — Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2015. — 136 с.

ISBN 978-5-7996-1392-1

В издание включены все необходимые данные для расчета и конструирования трубопроводных приводных задвижек с клиновыми затворами, учтены требования государственных стандартов и Единой системы конструкторской документации, дана последовательность расчетов и конструирования указанной трубопроводной арматуры с необходимыми пояснениями и рекомендациями, а также приведены указания к оформлению контрольных заданий и курсовых проектов.

Библиогр.: 13 назв. Табл. 38. Рис. 23. Прил. 17.

УДК 696.117(075.8)
ББК 34.749я73

ISBN 978-5-7996-1392-1

© Уральский федеральный университет, 2015

ВВЕДЕНИЕ

Задвижка — трубопроводная арматура, в которой запирающий или регулирующий элемент перемещается перпендикулярно оси потока рабочей среды. Задвижки — очень распространённый тип запорной арматуры. Они широко применяются практически на любых технологических и транспортных трубопроводах диаметром 15...2000 мм в системах жилищно-коммунального хозяйства, газо- и водоснабжения, нефтепроводах, на объектах энергетики и многих других при рабочих давлениях до 25 МПа и температурах до 565 °С. Это практически единственный тип трубопроводной арматуры, не имеющий ограничений по основным параметрам применения.

Широкое распространение задвижек объясняется рядом достоинств этих устройств, среди которых:

- сравнительная простота конструкции;
- относительно небольшая строительная длина;
- возможность применения в разнообразных условиях эксплуатации (рабочие среды со всеми видами воздействия: агрессивность, абразивность, эрозийное воздействие, склонность к налипанию и застыванию и т.д.);
- малое гидравлическое сопротивление;
- относительно небольшие усилия управления;
- возможность изготовления практически из всех конструкционных материалов (чугуны, стали, цветные металлы, сплавы, неметаллические материалы);
- возможность иметь ремонтпригодную конструкцию, в том числе без снятия корпуса с трубопровода.

Последнее качество делает задвижки особенно ценными для использования в магистральных трубопроводах, характеризующихся постоянным высокоскоростным движением среды.

К недостаткам задвижек можно отнести:

- большую строительную высоту (особенно для задвижек с выдвижным шпинделем). Это обусловлено тем, что ход затвора для полного открытия должен составить не менее одного диаметра прохода;
- значительное время открытия и закрытия;
- изнашивание уплотнительных поверхностей в корпусе и в затворе, сложность их ремонта в процессе эксплуатации.

Задвижки обычно изготавливаются полнопроходными, то есть диаметр проходного отверстия арматуры примерно соответствует диаметру трубопровода, на который она устанавливается.

Наиболее распространенный способ управления задвижкой — вручную, с помощью маховика; кроме того, задвижки могут оснащаться электроприводами, гидроприводами и, в редких случаях, пневмоприводами. На задвижках большого диаметра с ручным управлением, как правило, устанавливают редуктор для уменьшения усилий открытия-закрытия. В зависимости от компоновки и передаточного отношения зубчатой пары редуктор может быть червячным или зубчатым.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КОНСТРУИРОВАНИИ АРМАТУРЫ

1.1. Классификация арматуры

В зависимости от условного давления арматура делится на вакуумную, низкого давления, среднего давления, высокого давления.

По области применения выделяют энергетическую (пароводяную), газовую, нефтяную и химическую.

В зависимости от функционального назначения арматура разделяется на классы и типы:

1) запорная арматура — служит для периодического открытия или закрытия потока (приводная — краны, вентили, задвижки, затворы);

2) регулирующая арматура служит для изменения или поддержания параметров теплоносителя (приводная — регулирующие вентили, регулирующие клапаны прямого и непрямого действия, регуляторы уровня, конденсатоотводчики, редукционные клапаны). Регулирующая арматура не может служить в качестве запорной;

3) предохранительная и защитная арматура — от аварийного повышения давления или других параметров среды (автоматическая — предохранительные клапаны, мембранные разрывные устройства, обратные клапаны, отключающие устройства). Предохранительная просто открывается или закрывается, защитная же закрывается, отсекая участок трубы;

4) контрольная арматура — для контроля наличия и уровня среды (приводная, автоматическая — пробно-спускные краны, указатели уровня);

5) фазоразделительная — для автоматического разделения в зависимости от фазы (конденсатоотводчики).

В зависимости от способа перекрытия потока среды арматура подразделяется на следующие типы:

1) задвижка — затвор в виде диска перемещается возвратно-поступательно, перпендикулярно к оси потока среды (рис. 1.1, а);

2) клапан — затвор в виде тарелки или конуса перемещается возвратно-поступательно, параллельно оси потока среды в седле корпуса арматуры (рис. 1.1, б);

3) кран — затвор, имеющий форму тела вращения, поворачивается вокруг своей оси, расположенной перпендикулярно к оси потока среды (рис. 1.1, в);

4) заслонка — затвор, имеющий форму диска (рис. 1.1, г), поворачивается вокруг оси, расположенной в плоскости затвора или параллельно ей;

5) мембранный клапан — затвор в виде упругой мембраны, перемещается вдоль оси потока в седле клапана (рис. 1.1, д);

6) шланговый клапан — перекрытие потока осуществляется путем пережима эластичного шланга, внутри которого проходит транспортируемая рабочая среда (рис. 1.1, е).

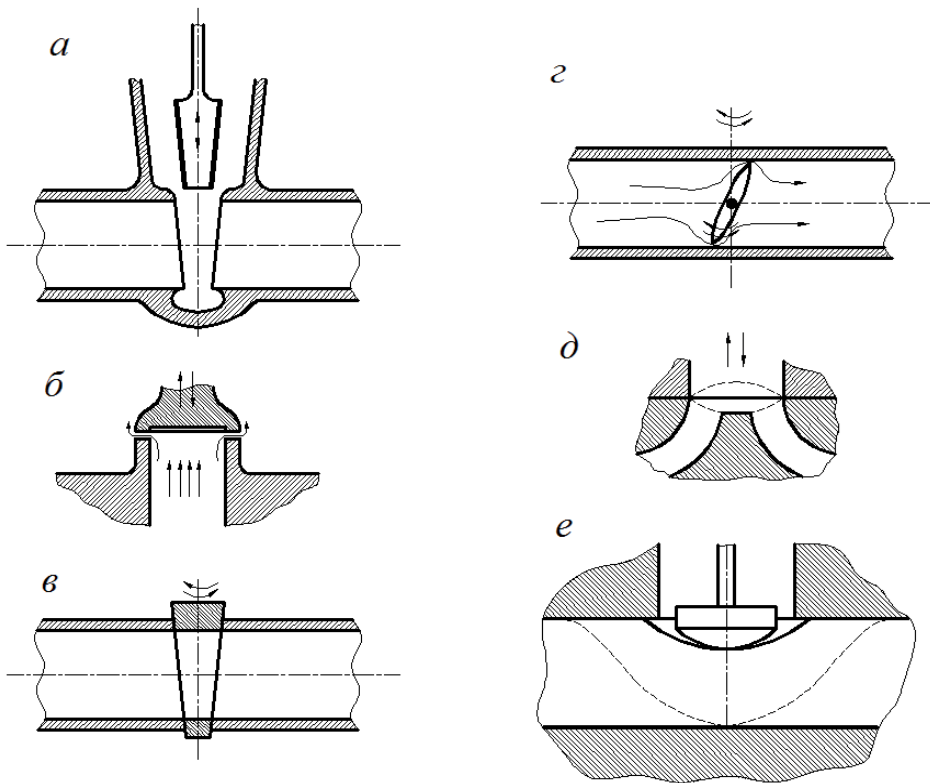


Рис. 1.1. Типы запорной арматуры: а — задвижка; б — клапан; в — кран; г — заслонка; д — мембранный клапан; е — шланговый клапан

Клапаны имеют большое число конструктивных разновидностей: могут быть запорными, регулирующими, предохранительными, обратными, перепускными и т.д. Особое положение занимают мембранный и шланговый клапаны — их достоинством является малое время открывания и закрывания, а также то, что движущиеся детали клапана изолированы от потока перекрываемой среды.

Клапан, затвор которого перемещается вручную при помощи винтовой пары, называется вентилем. Вентили являются наиболее массовым типом арматуры, поскольку могут использоваться как для перекрытия, так и для регулирования среды.

Краны имеют малые габаритные размеры, применяются для среды с повышенным давлением при температурах до 150...200 °С. Наиболее современной конструкцией арматуры является шаровый кран — кран, запирающий или регулирующий элемент которого имеет сферическую форму. Подвижным элементом (затвором) таких кранов служит пробка сферической формы — шар, по оси которой выполнено сквозное круглое отверстие для прохода среды. В проходных кранах для полного закрытия или открытия прохода достаточно повернуть шар на 90°. Диаметр отверстия чаще всего соответствует внутреннему диаметру трубопровода, на который устанавливается кран, называемый в этом случае полнопроходным. Гидравлические потери при проходе рабочей среды через полностью открытый кран весьма малы, практически такие же, как при проходе среды через трубу, равную по длине корпусу крана, что в разы меньше, чем в других типах запорной арматуры. Это ценное качество сделало шаровые краны основным запорным устройством на линейной части магистральных газопроводов.

Заслонки имеют минимальную строительную длину и высоту, дешевы в изготовлении, просты в эксплуатации, однако их применение ограничено температурой среды в 100 °С вследствие низкой герметичности резиновых уплотнительных колец.

1.2. Выбор материалов для деталей арматуры

Требования к материалам деталей:

- стойкость против коррозии и эрозии, так как разъедание уплотняющих органов кислородом и щелочами, содержащимися в среде, приведет к нарушению плотности;
- устойчивость против эрозии — износа, вызываемого механическими и отчасти химическими процессами, протекающими при движении теплоносителя с большими скоростями;
- устойчивость против задирания, так как при перемещении сильно прижатых друг к другу пластин сдвигается поверхностный слой металла;
- твердость (высокие показатели прочности) для предотвращения механических повреждений при попадании твердых посторонних частиц;
- соответствие технологическим требованиям (возможность обработки, наплавки металла, термообработки).

В сплавы, из которых изготавливается арматура, обычно входит хром, никель, молибден, вольфрам и др.

Шпиндели, передавая на запорные органы значительные усилия, сами подвергаются высоким напряжениям. Чтобы не выполнять шпиндели большого диаметра, что приводит к неоправданному увеличению размеров других элементов арматуры, металл должен обладать высокими прочностными свойствами. Шпиндели изготавливаются из нержавеющей стали либо из углеродистых и низколегированных сталей с последующей обработкой поверхности.

Корпусы, крышки, тарелки изготавливают из чугуна, стального и цветного литья и из поковок. Чугун применяется до умеренного давления (наивысшее допускаемое — 4 МПа при температуре не выше 400 °С). Ограниченное применение чугуна объясняется его хрупкостью и невысокими прочностными показателями. Цветное литье из-

за низкой жаропрочности допускается при температуре среды до 250 °С. В современных условиях крупные части арматуры изготавливаются из стального литья и поковок. При температурах среды не выше 450 °С — из углеродистого стального литья; при более высоких температурах (570...580 °С) применяются низколегированные жаропрочные стали, содержащие хром, молибден, ванадий. Молибден и ванадий повышают жаропрочность; хром добавляют для исключения графитизации. При температуре среды выше 570...580 °С для корпусов, крышек, тарелок приходится использовать аустенитную сталь с высоким содержанием хрома, никеля и других элементов.

Для прокладок и сальниковой набивки применяются неметаллические материалы. В качестве прокладок фланцевых соединений задвижки (например, между корпусом и крышкой) используют технический картон толщиной до 1,5 мм, проваренный в натуральной олифе, и паронит — листовой материал, изготовленный из асбеста, каучука и наполнителей. Выпускают паронит в виде листов серого цвета толщиной 0,3...6 мм. Из паронита делают прокладки для арматуры с условным давлением теплоносителей не более 10 МПа и температур не выше 420...450 °С. При более высоких значениях давлений и температур среды применяются металлические прокладки, плоские или спирально навитые, из алюминия, меди, никеля.

Для сальниковых уплотнений применяются различные набивки, изготавливаемые преимущественно из асбеста и графита. Сальниковая набивка должна удовлетворять ряду серьезных требований, особенно при высоких параметрах теплоносителей, так как при высоком давлении пар быстро разъедает набивку:

- обеспечить абсолютную плотность;
- быть стойкой;
- не задирасть шпиндель;
- обладать малым коэффициентом трения.

Для уплотнения воды при температуре до 250 °С применяется асбестовый шнур, пропитанный высококачественным цилиндрическим маслом для уменьшения влагопроницаемости набивки. Асбестовые кольца укладываются в сальниковую камеру после протирания графитом. Для сальников паровой арматуры применяются кольца из сырого асбестового шнура, протираемого графитом, т.к. применение промасленного шнура для паровой арматуры недопустимо.

1.3. Принципы проектирования задвижек

Арматура должна обеспечивать длительное и надежное выполнение своих функций как элемент трубопроводной системы, поэтому конструирование арматуры необходимо производить с учетом всех требований, предъявляемых к ней в отношении прочности, коррозионной и эрозионной стойкости, удобства управления, гидравлической характеристики и т.д.

Конструирование любого изделия должно производиться лишь на базе заранее подготовленных и четко определенных технических данных.

Основные и первостепенные исходные данные, необходимые для проектирования:

- назначение арматуры;
- рабочее давление среды;
- рабочая температура среды;
- диаметр прохода;
- строительная длина;
- способ присоединения к трубопроводу;
- способ управления арматурой;
- источник энергии и его характеристика.

Основными энергетическими параметрами, характеризующими арматуру, являются давление рабочей среды и температура. В качестве рабочей температуры принимается температура, при которой происходит длительная эксплуатация изделия, без учета кратковременных отклонений, допускаемых нормативно-технической документацией.

Основными монтажными размерами трубопроводной арматуры являются условный диаметр прохода, строительная длина L , строительная высота H , присоединительные размеры патрубков.

Строительная длина характеризует длину участка трубы, которую арматура замещает в трубопроводе. Строительная высота арматуры H обычно определяется расстоянием от оси прохода арматуры до верхнего конца шпинделя, установленного в верхнее крайнее положение.

Требования к арматуре:

- герметичность к внешней среде и к разделяемым участкам трубопровода;
- прочность и жесткость конструкции, т.е. способность выдерживать нагрузки без существенных деформаций, нарушающих нормальную работу изделия;
- отсутствие застойных зон и полостей;
- простота и удобство обслуживания;
- легкость хода, обеспечение заданной скорости перекрытия проходного сечения;
- минимальное гидравлическое сопротивление, отсутствие гидравлического удара;
- ремонтпригодность, позволяющая производить замену быстроизнашиваемых деталей без вырезки арматуры из трубопровода.

При разработке конструкции прежде всего должны быть решены принципиальные вопросы. Выбирается тип арматуры. Определяется материал корпусных деталей и уплотняющих колец, прокладок и сальниковых набивок. Выбирается тип привода. Определяется величина хода шпинделя. На основе соответствующих ГОСТов разрабатывается эскизный проект конструкции. Проверяется и уточняется компоновка отдельных узлов.

Задвижки, как никакой другой тип трубопроводной арматуры, имеют большое многообразие конструктивных модификаций (по узлу затвора, по типу шпинделя и его соединения с деталями узла затвора, по типу соединения

«корпус-крышка» и т.д.). Например, по конструктивному оформлению затвора задвижки делятся на клиновые и параллельные; клиновые разделяют на задвижки со сплошным и шарнирным клином.

На рис. 1.2, 1.3 представлены в качестве примеров варианты исполнения запорных задвижек и их отдельных элементов.

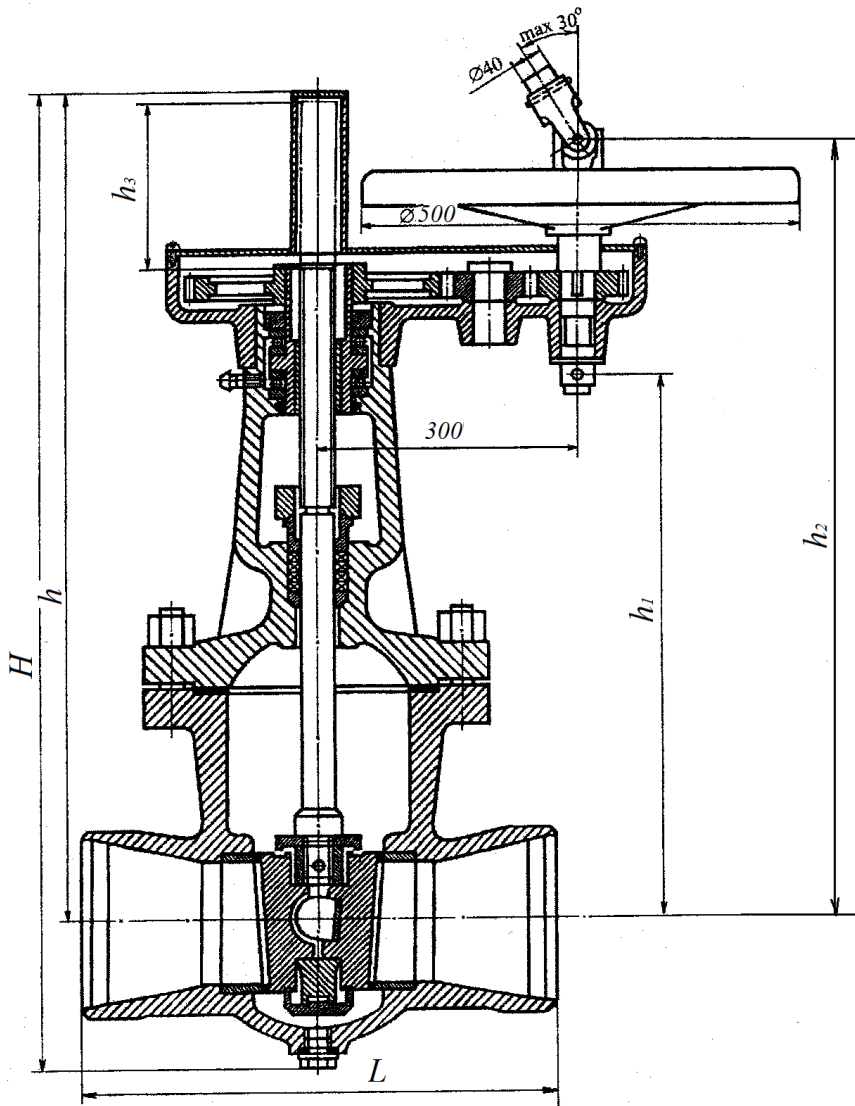


Рис. 1.2. Запорная задвижка с фланцевой крышкой с невращаемым выдвижным шпинделем

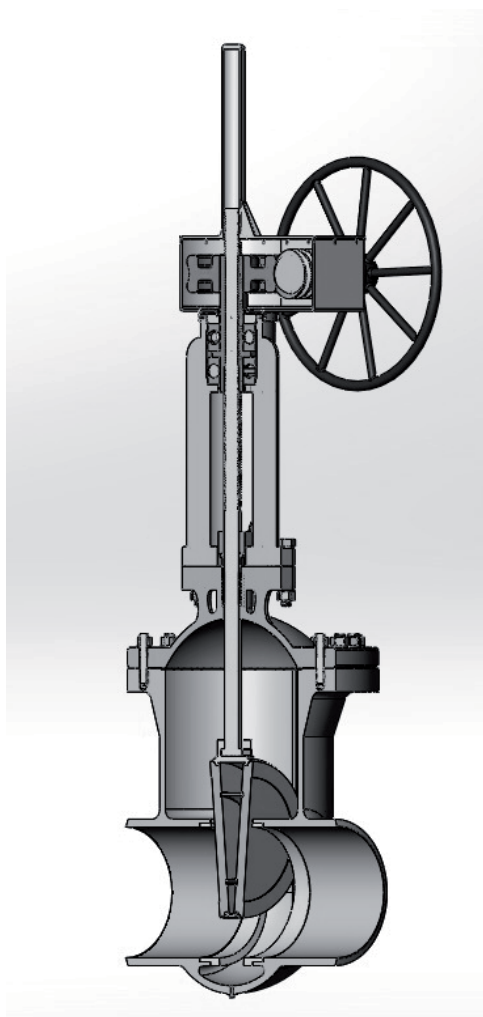


Рис. 1.3. Разрез задвижки (3D-модель) с клиновым затвором и червячной передачей

Выбор параметров материалов (пределов текучести, прочности и т. д.) для деталей задвижки производится либо по рекомендациям, приведенным в данном пособии, либо по данным, представленным в [1—3].

На основе методик, представленных в [4—6], производится силовой расчет и расчет на прочность. При этом уточняются размеры внутренних полостей; определяется момент и усилие на маховике, необходимые для открывания и закрывания; проверяются размеры элементов флан-

цевого соединения крышки с корпусом, толщина стенок и т.д. На основе данных расчета уточняются и наносятся на чертежи основные размеры узлов и деталей, габаритные и присоединительные размеры изделия. Все рассчитываемые размеры должны быть согласованы с рядами нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636—69 (прил. 1). Прежде чем выполнять рабочие чертежи, необходимо тщательно проверить возможность сборки и разборки конструкции, возможность применения ключей для завинчивания гаек и достаточность величин предусмотренных регулировок.

Следует обратить особое внимание на направление ходовой резьбы шпинделя. Вращение маховика при закрывании всегда должно производиться по часовой стрелке, открывание — против часовой стрелки. При наличии редуктора с промежуточной передачей между маховиком и шпинделем или гайкой направление ходовой резьбы назначается в зависимости от применяемой передачи, чтобы вращение маховика при закрывании арматуры происходило по направлению вращения часовой стрелки. Расчет зубчатого или червячного редуктора для привода задвижки выполняется на основе методик, предлагаемых в пособиях [7, 8].

Дополнительную информацию по конструированию запорной арматуры, типам и конструкциям деталей для создания современных проектов задвижек можно почерпнуть из [9, 10].

Расчет основных параметров задвижки необходимо выполнять одновременно с эскизным проектированием, т.к. ряд размеров для расчетов на прочность берется непосредственно с чертежа.

Оформление проекта выполняется в соответствии с нормами современных стандартов и требованиями ЕСКД. Пояснительная записка должна соответствовать требованиям [11, 12], графическая часть проекта — [13].

2. ПОРЯДОК ПРОЕКТИРОВАНИЯ КЛИНОВОЙ ЗАДВИЖКИ

2.1. Конструирование затвора

В клиновых задвижках сёдла в корпусе расположены под небольшим углом друг к другу, а затвор представляет собой устройство в виде клина — жёсткого, упругого или двухдискового, который в положении «закрыто» плотно входит в пространство между сёдлами. В зависимости от условий эксплуатации выбирается тот или иной вид клина.

Жёсткий клин обеспечивает надежную герметичность запорного органа, но для этого требуется повышенная точность обработки для совпадения угла клина с углом между сёдлами корпуса. Недостатки жёсткого клина — опасность заклинивания затвора и невозможность или трудность открытия задвижки в результате колебаний температур рабочей среды, износа или коррозии уплотнительных поверхностей.

В затворе с упругим клином снижены возможности самоустановки дисков по сравнению с двухдисковыми, хотя и сохраняется способность компенсировать некоторые деформации корпуса от нагрузок трубопровода и колебаний температур. Достоинства упругого клина — не требуется трудоёмкая пригонка затвора по корпусу (как для жёсткого клина) и конструкция более простая, чем у двухдискового. Таким образом, упругий клин в определённой степени сглаживает недостатки и сочетает достоинства двух других видов клиновых затворов.

Двухдисковый клиновой затвор образуется двумя дисками, расположенными под углом друг к другу и жёстко скрепленными между собой. В нём диски имеют возможность самоустановки относительно сёдел корпуса, поэтому некоторые погрешности, допускаемые при изготовлении сёдел корпуса, не влияют на герметичность в закрытом положении. Такой тип затвора существенно снижает возможность заклинивания, которое свойствен-

но жёсткому клину, и, несмотря на более сложную конструкцию, имеет ряд достоинств — малый износ уплотнительных поверхностей, высокую герметичность запорного органа, меньшее усилие, необходимое для закрытия. Существуют модификации двухдискового клина, в которых диски связаны между собой упругим элементом, способным изгибаться, обеспечивая плотный контакт между уплотнительными поверхностями в положении «закрыто».

Рекомендуется выбирать при проектировании клин затвора с самоустанавливающимися тарелками (рис. 2.1...2.3).

Угол между уплотняющими кольцами клиновых задвижек выбирается в зависимости от температуры рабочей среды. Обычно при температуре среды, не превышающей $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($t_{\text{раб}} < 120\text{ }^{\circ}\text{C}$), применяют клинья с уклоном 1:20 (угол полуклина $\varphi = 2^{\circ}52'$). При $t_{\text{раб}} > 120\text{ }^{\circ}\text{C}$ рекомендуется использовать клинья с уклоном 1:12 ($\varphi = 5^{\circ}$).

Толщина тарелки $S_{\text{т}}$, мм, может быть определена из приближенной формулы

$$S_m \cong D_y \sqrt{0,3 P_{\text{раб}} / \sigma_{\text{доп}}},$$

где D_y — условный проход, мм; $P_{\text{раб}}$ — рабочее давление среды, МПа; $\sigma_{\text{доп}}$ — допускаемые напряжения материала тарелок, МПа.

Для определения допускаемых напряжений необходимо сначала назначить материал тарелок (для этого можно воспользоваться рекомендациями табл. 2.1).

Допускаемые напряжения можно определить по формуле

$$\sigma_{\text{доп}} = \sigma_{\text{т}}^t / n_{\text{т}},$$

где $\sigma_{\text{т}}^t$ — предел текучести материала при рабочей температуре среды, МПа (для его определения необходимо воспользоваться табл. 2.2...2.4 с использованием линейной интерполяции для заданного значения температуры); $n_{\text{т}}$ — коэффициент запаса прочности (для тарелок можно принять $n_{\text{т}} = 2$).

Полученные значения толщины тарелки $S_{\text{т}}$ необходимо округлить в большую сторону до целочисленного значения.

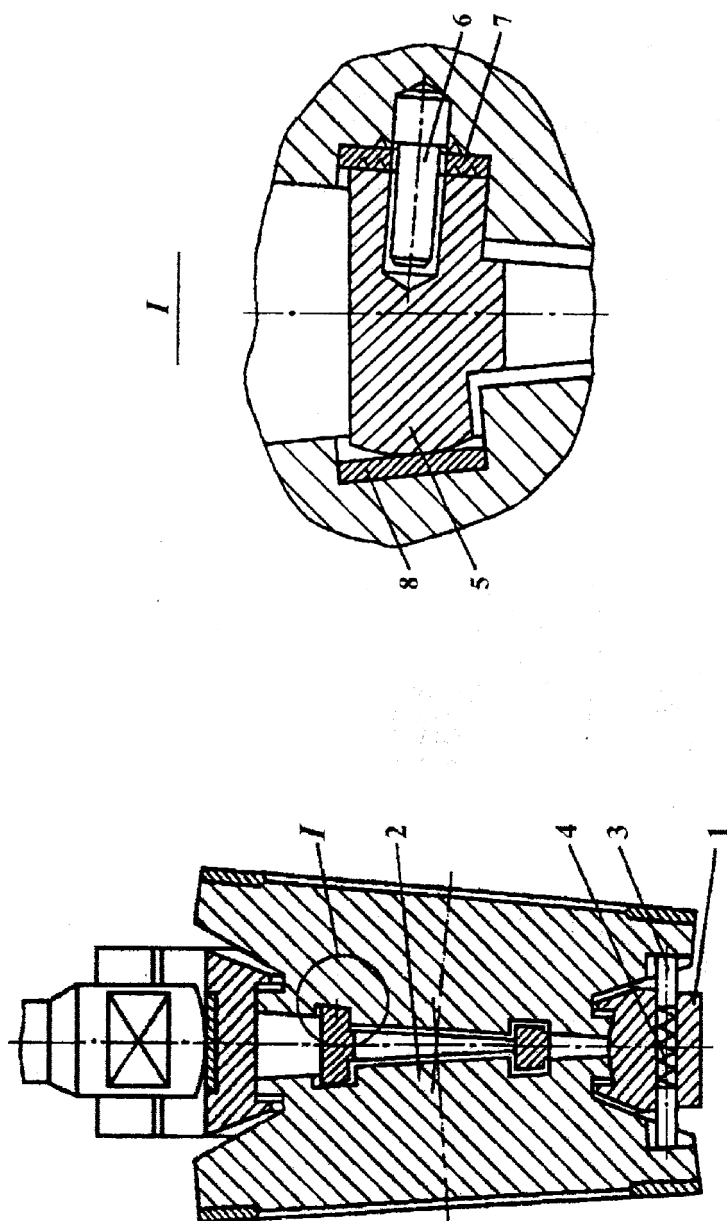


Рис. 2.1. Клин затвора с распорным кольцом:

1 — тарелкодержатель; 2 — тарелка; 3 — штифт; 4 — пружина; 5 — распорное кольцо;
6 — штифт-фиксатор распорного кольца; 7 — компенсирующая прокладка; 8 — регулирующая прокладка

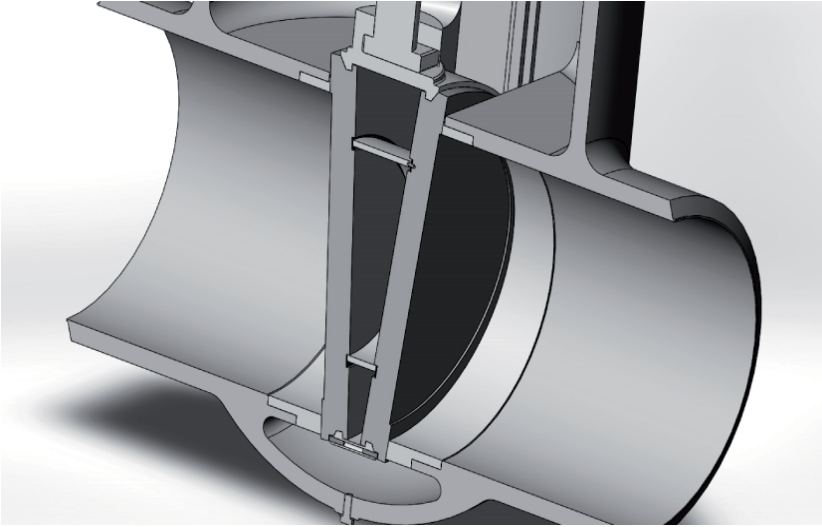


Рис. 2.2. Установка затвора в корпус задвижки

Для определения наружного диаметра тарелок $D_{\text{нт}}$ необходимо предварительно провести конструирование седла задвижки. Необходимо также учесть, что на уплотнительную поверхность седла (так же как и на уплотнительную поверхность тарелок) наплавляется кольцевой пояс из износостойкого материала с высокой твердостью.

Наружный диаметр седла рассчитывается следующим образом:

для $D_y \leq 250$ мм $D_1 = D_y + 30$ мм;

для $250 \text{ мм} \leq D_y \leq 400$ мм $D_1 = D_y + 35$ мм;

для $D_y \geq 400$ мм $D_1 = D_y + 40$ мм.

Величина диаметра принимается по таблице прил. 1. Уплотнительные поверхности задвижек могут быть выполнены различной конструкции: без колец, с кольцами из латуни, фторопласта, с наплавкой из коррозионно-стойкой стали, из резины. Выбор материала наплавки на уплотнительные поверхности можно производить на основе рекомендаций, представленных в табл. 2.1, 2.5 и 2.6, и по ним же определить допускаемые удельные контактные давления, МПа, на седло q_n . Толщина наплавляемых поясов h_n (см. рис. 2.1 и 2.3) может быть рекомендована следующей:

$h_n = 3$ мм (для $D_y \leq 250$ мм) и $h_n = 4$ мм (для $D_y > 250$ мм).

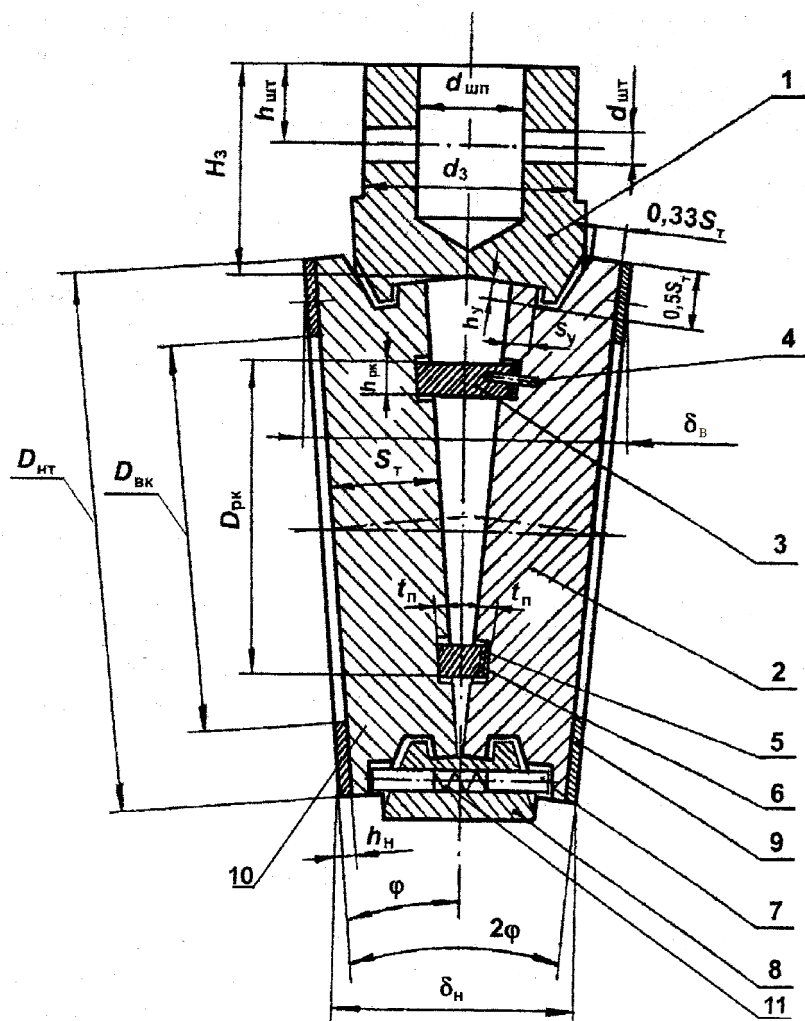


Рис. 2.3. Конструкция затвора и рекомендации к назначению размеров:

- 1, 8 — тарелкодержатель; 2 — тарелка правая; 3 — распорное кольцо;
 4 — штифт распорного кольца; 5 — регулирующая прокладка;
 6 — компенсирующая прокладка; 7 — штифт, фиксирующий тарелки;
 9 — наплавка; 10 — тарелка левая, 11 — пружина;

$$H_3 = (1,1 \dots 1,3)d_{\text{шп}}; h_{\text{шт}} = 0,5d_{\text{шп}}; d_3 = (1,5 \dots 1,7)d_{\text{шп}}; D_{\text{рк}} = 0,6D_{\text{нт}}; d_{\text{шт}} = 0,2d_{\text{шп}};$$

$$S_y = (0,25 \dots 0,33)S_T; h_y = 0,2S_T; h_{\text{рк}} = 0,2S_T; t_{\text{п}} = (0,1 \dots 0,15)S_T$$

Наружный диаметр тарелки $D_{\text{нт}}$ и внутренний диаметр напавленного уплотнительного пояса $D_{\text{вк}}$ (см. рис. 2.3) рекомендуется назначать из следующих соотношений:

для $D_y \leq 250$ мм $D_{нт} = D_1 + 10$ мм; $D_{БК} = D_y - 10$ мм;
 для $D_y \leq 400$ мм $D_{нт} = D_1 + 15$ мм; $D_{БК} = D_y - 15$ мм;
 для $D_y > 400$ мм $D_{нт} = D_1 + 20$ мм; $D_{БК} = D_y - 20$ мм.

Далее возможно определить размеры взаимного расположения тарелок (см. рис. 2.3) $\delta_n \approx 2,1 (S_1 + h_1) + 10$ мм и $\delta_b \approx \delta_n + 0,175 D_y$.

Конструирование остальных элементов затвора производится на основе рекомендуемых соотношений, представленных на рис. 2.3.

2.2. Конструирование шпинделя и сальникового уплотнения

В зависимости от условий работы задвижек шпиндели можно разделить на два типа — вращаемые и выдвигаемые. В современной энергетической арматуре большее распространение имеют задвижки с выдвижным шпинделем. При выдвижном шпинделе управление затвором осуществляется путем вращения ходовой гайки, связанной с маховиком или шестерней привода. Шпиндель при этом совершает только поступательное движение.

Диаметр шпинделя $d_{шп}$ определяется с точки зрения отсутствия потери его устойчивости при закрывании. Предварительную оценку этого диаметра $d_{шп}^*$ можно проводить, используя следующее соотношение:

$$d_{шп}^* = h_{шп} / n_{шп},$$

где $h_{шп}$ — ход невращаемого шпинделя определяется из условия, что клин затвора должен полностью освобождать проходное сечение для среды, т.е.

$$h_{шп} = D_y + (20...40 \text{ мм});$$

$n_{шп}$ — коэффициент, который принимает следующие значения:

для $D_y < 200$ мм $n_{шп} = 4...5$;

для $D_y = 200...400$ мм $n_{шп} = 5...6$;

для $D_y > 400$ мм $n_{шп} = 6...7$.

После такой приближенной оценки диаметра шпинделя по табл. 2.7 выбирается ближайшая трапецеидальная резьба (для шпинделя) и назначается уточненный диаметр шпинделя $d_{шп}$, который, как правило, равен наружному диаметру резьбы. Из табл. 2.7 необходимо также зафиксировать средний диаметр резьбы $d_{ср}$ и угол подъема винтовой линии α . Остальные размеры шпинделя назначаются конструктивно в привязке к другим узлам задвижки.

Таблица 2.1
Рекомендуемые материалы для быстроизнашивающихся деталей движжек

Среда и ее параметры, °С		Марка стали (сплава) и метод упрочнения деталей				
		Тарелка задвижки	Седло задвижки	Шпиндель	Резьбовая втулка холостого узла (ходовая гайка)	Крепеж
В О Д А	до 200	сталь 20,25 с наплавкой ЦН-2	сталь 20,25 с наплавкой ЦН-2	35Х	Бр. АЖМц 10-3-1,5 Бр. АЖ 9-4 14Х17Н2	сталь 20,25
	до 350	25Х1МФ с наплавкой ЦН-6	25Х1МФ с наплавкой ЦН-6	38Х2МЮА с азотированием		сталь 35Х,30Х
	до 450	25Х2М1Ф с наплавкой ЦН-12	25ХМ1Ф с наплавкой ЦН-12	ХН35ВТ с азотированием		сталь 12Х1МФ 25Х1МФ 25Х2МФ
	> 450	10Х18Н9Т 01Н10Т 12Х18Н10Т с наплавкой ПГ-СР-2	10Х18Н9Т Х18Н10Т 12Х18Н10Т с наплавкой ПГ-СР-2	Х2М1Ф 14Х17Н2		Х18Н10Т
П А Р	до 200	12Х1МФ с наплавкой ЦН-6	12Х1МФ с наплавкой ЦН-6	38Х2МЮА с азотированием	Бр. АЖМц 10-3-1,5 Бр. АЖ9-4 12Х17Н2	сталь 20, 25
	до 350	25Х1МФ с наплавкой ЦН-12	25Х1МФ с наплавкойЦН-12	ХН35ВТ с азотированием		сталь 20, 25
	до 450	25Х2М1Ф с наплавкой ЦН-12	25Х2М1Ф с наплавкой ЦН-12	14Х17Н2		сталь 12Х1МФ 25Х1МФ 25Х2МФ
	>450	12Х18Н10Т с наплавкой ПГ-СР-2	12Х18Н10Т с наплавкой ПГ-СР-2	25Х2М1Ф		Х18Н10Т 12Х18Н10Т

Таблица 2.2

Расчетные значения механических характеристик сталей, применяемых для отливок арматуры

Марки стали	Механические характеристики, МПа	Температура материала, °С													
		20	200	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475	500	525
20 Л	σ_B	420	360	360	360	350	345	340	310	280	250	220	210	200	190
	σ_T	220	180	170	165	160	160	155	155	150	140	130	125	125	120
	$\sigma_{пл}$	-	-	-	-	-	-	-	-	66	52	39	37	36	-
	$\sigma_{дл}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
25 Л	σ_B	450	370	370	370	370	365	360	340	310	270	230	230	230	210
	σ_T	240	190	185	180	175	175	170	165	160	150	140	135	130	125
	$\sigma_{пл}$	-	-	-	-	-	-	-	-	70	55	40	38	36	-
	$\sigma_{дл}$	-	-	-	-	-	-	-	-	153	120	95	70	48	-
20ХМЛ	σ_B	500	480	480	480	480	480	480	480	480	470	460	460	440	370
	σ_T	320	260	260	260	260	260	260	260	230	230	220	205	200	190
	$\sigma_{пл}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	150	86	50
	$\sigma_{дл}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	245	170	105
20ХМФЛ	σ_B	500	480	480	480	480	480	480	480	480	470	460	460	440	380
	σ_T	320	260	260	260	260	260	260	260	260	260	260	250	250	235
	$\sigma_{пл}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	110	110	105
	$\sigma_{дл}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	240	210	170
10Х18 Н9 ТЛ	σ_B	550	500	450	420	400	380	350	350	350	340	340	330	330	320
	σ_T	200	200	190	185	178	170	162	155	150	148	145	142	140	137
	$\sigma_{пл}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	100	90
	$\sigma_{дл}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Х18 Н10 Т 12Х18 Н10 Т	σ_B	550	520	480	470	460	460	450	440	440	440	430	430	430	420
	σ_T	200	200	190	185	178	170	162	155	150	148	145	142	140	137
	$\sigma_{пл}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	100	90
	$\sigma_{дл}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Таблица 2.3

Рекомендуемые значения допускаемых напряжений
стали 12X1МФ (12ХМФ)

Расчетная температура, °С	$\sigma_{\text{доп}}, \text{МПа}$	Расчетная температура, °С	$\sigma_{\text{доп}}, \text{МПа}$
20	173	510	118
250	166	520	107
300	159	530	93
350	152	540	83
400	145	550	74
420	141	560	67
440	139	570	60
460	136	580	53
480	133	590	46
500	126	600	60

Таблица 2.4

Механические свойства сталей 25X1МФ и 25X2М1Ф
при различных температурах

Механические характеристики, МПа		Температура материала, °С										
		20	100	200	300	400	450	500	550	575	600	650
25X1МФ	σ_B	-	-	890	-	729	702	638	560	-	-	-
	σ_T	-	-	810	-	624	597	594	496	-	-	-
25X2М1Ф	σ_B	900	900	850	800	-	-	780	700	695	560	560
	σ_T	800	800	760	690	-	-	690	650	650	630	630

Таблица 2.5

**Наплавочные материалы для уплотнительных
поверхностей затворов арматуры**

Марка сплава	Предельная температура, °С	Твердость HRC	Допустимое удельное давление, МПа
ЦН-2	500	21...25	50
ЦН-6	540	23...33	70
ЦН-12 М	600	40...52	90
ПГ-СР-2	600	42...52	120

Таблица 2.6

**Предельно допустимые удельные давления
 q_n (МПа) на уплотняющих кольцах задвижек**

Материал колец	Марка	Состояние	Твердость	q_n , МПа
Чугун черный	СЧ15—12 и др.	Отливка	HB170—220	30
Латунь ЛМцС58—2-2	ЛС59—1 отливка	Прокат	HB 80—95	20
Латунь кремнистая	ЛК80—3	Отливка	HB-95—110	25
Бронза	БрАЖМц 10—3-1,5	Прокат	HB-120—170	35
	БрАЖН 10—4-4	Отливка	HB-120—170	35
Сталь углеродистая	25Л	Отливка	HB 170	30
Сталь легированная	20ХМЛ	Отливка	HB135—180	35
То же	35ХМЮА 38ХМЮА	Азотированная	HB800—1000	80
Сталь аустенитная	X18H10T	Прокат, отливка, наплавка	HB140—170	15
Сталь нержавеющая	2Х13	Прокат, отливка, наплавка	HB200—300	25
Твердый сплав	Стеллит ВЗК	Наплавка	HRC40—45	80

Таблица 2.7

Шпиндели с трапецеидальной резьбой по ГОСТ 9484—60

Наружный диаметр шпинделя $d_{\text{шп}}$, мм	Резьба		
	Шаг S , мм	Средний диаметр $d_{\text{ср}}$, мм	Угол подъема, α
18	4	16	4°32'
20	4	18	4°03'
22	5	19,5	4°39'
24	5	21,5	4°14'
26	5	23,5	3°53'
28	5	25,5	3°34'
30	6	27	4°02'
32	6	29	3°46'
34	6	31	3°31'
36	6	33	3°19'
38	6	35	3°07'
40	6	37	3°57'
42	6	39	2°48'
44	8	40	3°38'
46	8	42	3°28'
48	8	44	3°18'
50	8	46	3°10'
52	8	48	3°02'
55	8	51	2°51'
60	8	56	2°36'
62	10	57	3°12'
65	10	60	3°02'
70	10	65	2°48'
75	10	70	2°36'
78	10	73	2°30'
80	10	75	2°26'
85	12	79	2°46'
90	12	84	2°36'
95	12	89	2°27'
100	12	94	2°20'

Шпиндель должен иметь следующие основные элементы: участок трапецеидальной ходовой резьбы, гладкий цилиндрический сальниковый участок, элементы соеди-

нения шпинделя с затвором. Для выдвижного шпинделя ходовая трапецеидальная резьба расположена в верхней части, а гладкий цилиндрический сальниковый участок имеет длину, несколько превышающую сумму длин хода затвора и сальниковой коробки. К точности геометрии и качеству поверхности сальникового участка и участка ходовой резьбы предъявляются повышенные требования. Сальниковый участок должен быть тщательно отшлифован и отполирован, для снижения шероховатости поверхности применяют также алмазное или твердосплавное выглаживание.

Узел соединения шпинделя с затвором должен обеспечивать центровку затвора и передачу на него перестановочного усилия таким образом, чтобы оно распределялось равномерно по поверхности уплотнительных колец запорного органа.

Соединение шпинделя с тарелкодержателем может быть выполнено несколькими способами. Наиболее простой — с помощью штифта (рис. 2.4). В этом случае вводится ограничение на размер штифта (не более $0,2d_{\text{шп}}$) и требуется проверка сечения штифта на срез под действием нагрузки.

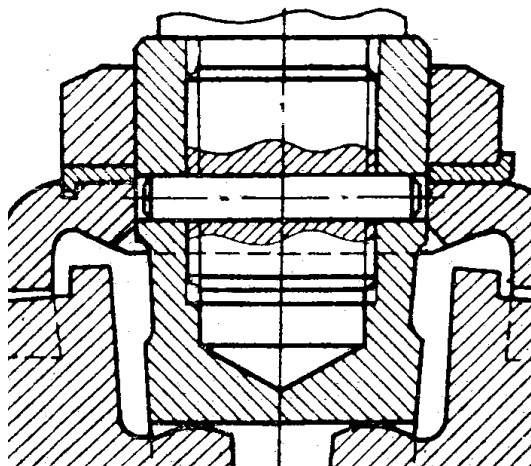


Рис. 2.4. Крепление шпинделя и тарелкодержателя при соединении штифтом

Более сложная конструкция шпинделя применяется при повышенном давлении среды. Головка выдвижного шпинделя имеет форму, представленную на рис. 2.5. Поворот шпинделя исключен благодаря тому, что головка его имеет прямоугольное или квадратное сечение и входит в Т-образный паз клина. Размеры выступов шпинделя выбираются конструктивно, после чего производится расчет на прочность, который в данном случае сводится к расчету заплечиков на смятие, изгиб и срез (см. параграф 4.4).

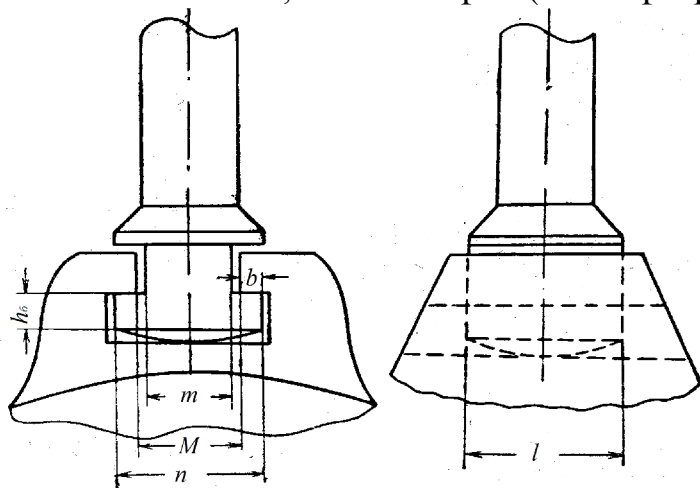


Рис. 2.5. Конструкция шпинделя с прямоугольным сечением

В нижней части шпинделя часто предусматривают конусный бурт для верхнего уплотнения в крышке, чтобы изолировать сальник от рабочей среды.

Узел сальникового уплотнения в конструкциях современной энергетической арматуры, как правило, имеет вид, представленный на рис. 2.6.

Основной задачей конструирования и расчета здесь является определение необходимых для уплотнения размеров сальника S_c и h_c (рис. 2.7).

Толщину сальникового уплотнения S_c рекомендуется определять по следующему соотношению, мм:

$$S_c = (0,7 \dots 1,5) \sqrt{d_{\text{шп}}}.$$

Окончательно значение S_c уточняется при выборе типа сальниковой набивки (прил. 2).

Высоту сальниковой набивки выбирают в зависимости от давления рабочей среды:

$$h_c = (5...6) S_c \text{ для } P_{\text{раб}} \leq 8 \text{ МПа};$$

$$h_c = (7...8) S_c \text{ для } 8 \text{ МПа} < P_{\text{раб}} \leq 12 \text{ МПа};$$

$$h_c = (9...10) S_c \text{ для } P_{\text{раб}} > 12 \text{ МПа}.$$

Большие значения в этих зависимостях принимаются для более высокого давления в указанном диапазоне.

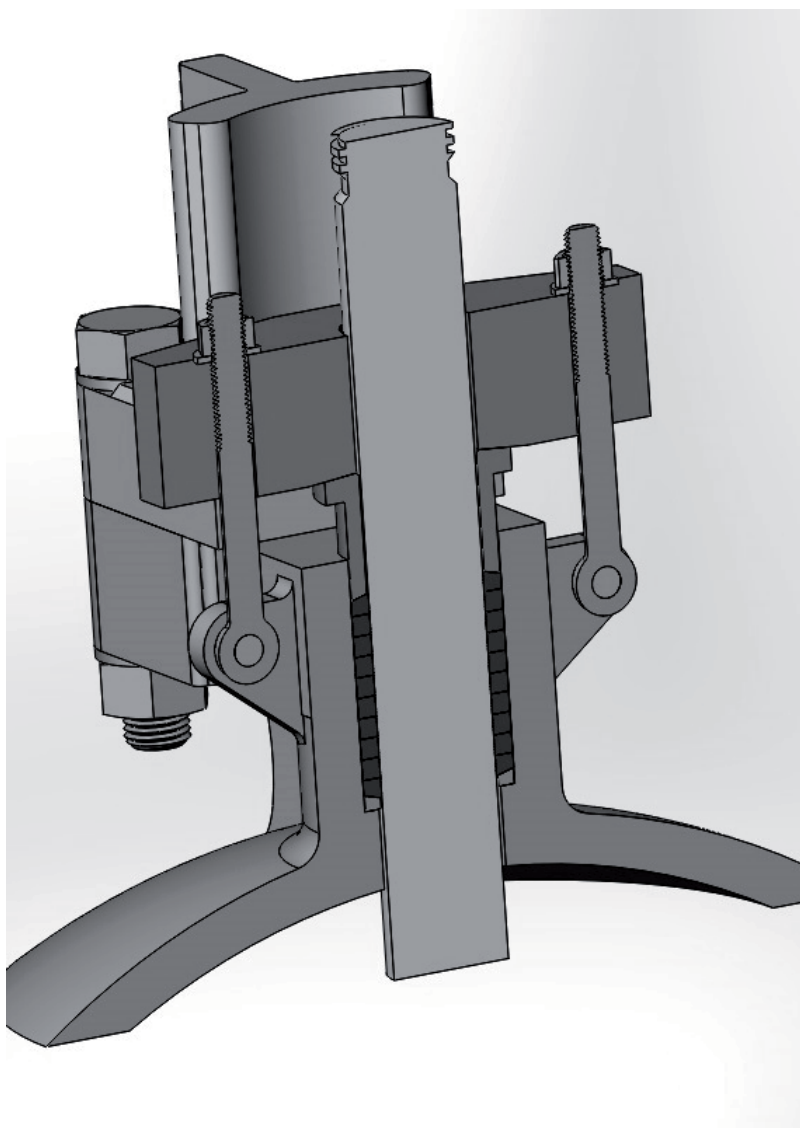


Рис. 2.6. Узел сальникового уплотнения. Общий вид

Диаметр сальниковой камеры D_c определяется по формуле, мм,

$$D_c = d_{\text{шп}} + 2S_c.$$

Окончательно размеры сальниковой камеры уточняются после определения типа сальниковой набивки, которую рекомендуется выбирать по прил. 2.

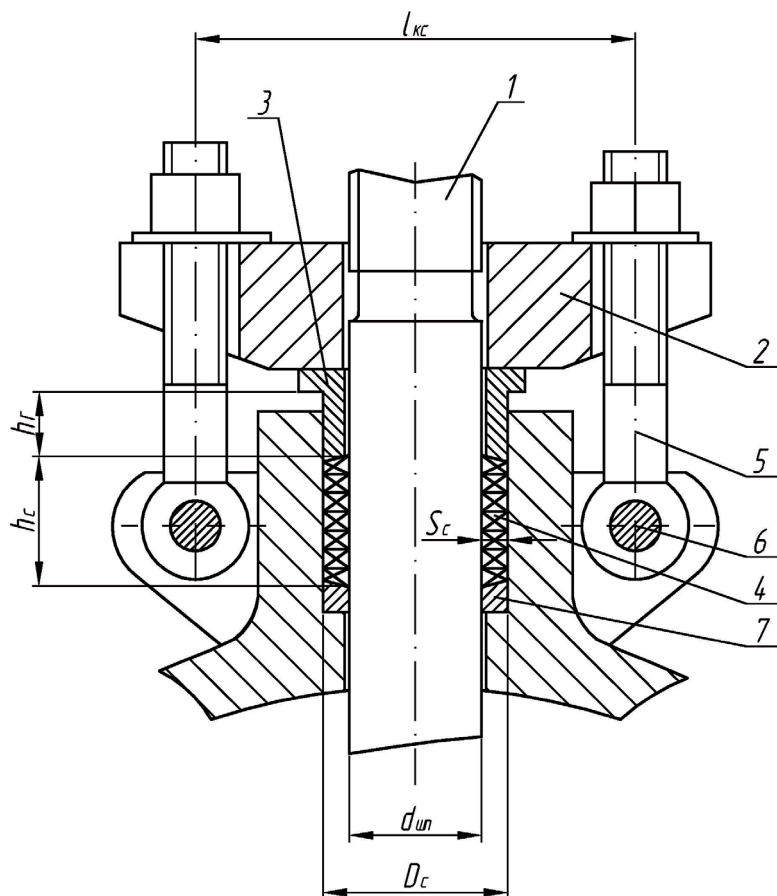


Рис. 2.7. Узел сальникового уплотнения:

- 1 — шпиндель; 2 — нажимная планка; 3 — грундбукса; 4 — набивка сальника;
5 — болт откидной с гайкой и шайбой; 6 — ось откидного болта (штифт);
7 — втулка

При конструировании узла сальникового уплотнения можно использовать стандартные элементы — нажимную планку (прил. 3), грундбуксу (прил. 4) и кольцо сальника (прил. 5) — либо конструировать их самостоятельно. Вы-

сота калиброванной части грундбуксы h_r обычно назначается в диапазоне $0,5h_c \dots 0,7h_c$.

Кроме выбора геометрических размеров сальникового уплотнения, необходимо определить также и ряд силовых факторов, в частности необходимо рассчитать необходимое усилие затяжки сальника, Н:

$$Q_c = 0,785(D_c^2 - d_{\text{шп}}^2)P_{\text{сал}},$$

где D_c — диаметр сальниковой камеры, мм; $d_{\text{шп}}$ — диаметр шпинделя, мм; $P_{\text{сал}}$ — давление в сальниковой камере, $P_{\text{сал}} = \varphi_c P_{\text{раб}}$, МПа; φ_c — коэффициент, зависящий от рабочего давления $P_{\text{раб}}$ и размеров сальниковой набивки h_c/S_c (определяется по табл. 2.8).

Необходимо также определить силу трения между выдвигным шпинделем и сальниковой набивкой $F_{\text{трс}}$, Н:

$$F_{\text{трс}} = \varphi d_{\text{шп}} S_c P_{\text{раб}},$$

где φ — коэффициент, зависящий от коэффициента трения и геометрических размеров сальника h_c/S_c (также определяется по табл. 2.8).

Таблица 2.8

Значение коэффициентов φ_c и φ для различных $P_{\text{раб}}$ и h_c/S_c

Рабочее давление $P_{\text{раб}}$, МПа	Коэффициенты φ_c и φ									
	$\frac{h_c}{S_c}$	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0
До 2,5 ($f = 0,1$)	φ_c	2,13	2,38	2,45	2,63	2,82	3,02	3,25	3,47	3,72
	φ	1,14	1,39	1,65	1,94	2,22	2,55	2,90	3,26	3,65
2,6...6,3 ($f = 0,07$)	φ_c	1,89	1,98	2,09	2,20	2,31	2,42	2,55	2,68	2,82
	φ	0,77	0,92	1,08	1,25	1,43	1,61	1,80	2,00	2,24
6,4...15,9 ($f = 0,05$)	φ_c	1,73	1,80	1,86	1,93	2,01	2,08	2,15	2,23	2,31
	φ	0,53	0,62	0,73	0,84	0,95	1,06	1,19	1,30	1,43
16,0...34,9 ($f = 0,02$)	φ_c	1,59	1,63	1,67	1,70	1,73	1,77	1,81	1,85	1,89
	φ	0,18	0,22	0,26	0,29	0,31	0,35	0,37	0,41	0,44

Примечание. Величина h_c (высота сальниковой набивки) выбирается в пределах от $2S_c$ для неотчетственных изделий при низких давлениях до $10S_c$ — для уплотнения среды при высоких давлениях.

Окончательно резьба откидных болтов с учетом минимально необходимого внутреннего диаметра резьбы может быть определена по данным прил. 6, а сами болты — по прил. 7. Гайки для фиксации откидных болтов выбираются по прил. 8. Кроме того, в соединении могут быть установлены шайбы (прил. 9). Фиксация откидного болта в ушке выполняется штифтом (прил. 10).

Таблица 2.9

Коэффициенты запаса прочности болтовых соединений

Материал болта	n_{σ} при неконтролируемой затяжке		
	M6... M16	M16... M30	M30... M60
Углеродистая сталь	5...4	4...2,5	2,5...1,5
Легированная сталь	6,5...5	5...3,3	3,5

2.3. Силовой расчет затвора

2.3.1. Определение типа уплотнения

Необходимо рассмотреть условия, при которых создается плотное перекрытие среды задвижкой.

Для этого сопоставляют величины давления среды $Q_{\text{ср}}$ на диск тарелки затвора и удельного давления на уплотняющих кольцах седла задвижки, необходимого для обеспечения плотности Q_y .

При $Q_{\text{ср}} \geq Q_y$ происходит одностороннее самоуплотнение. При $Q_{\text{ср}} < Q_y$ необходимо обеспечить одностороннее уплотнение с поджатием.

Величины давлений определяются по следующим зависимостям, Н:

$$Q_{\text{ср}} = 0,785 D_{\text{к}}^2 P_{\text{раб}},$$

$$Q_y = \pi D_{\text{к}} b q_y,$$

где b — ширина уплотняющих колец, мм, $b = (D_1 - D_y) / 2$; $D_{\text{к}}$ — средний диаметр уплотняющей поверхности колец, $D_{\text{к}} = (D_1 + D_y) / 2$; q_y — необходимое удельное давление на уплотняющих кольцах, МПа, $q_y = 0,8(C + 10P_{\text{раб}}) / \sqrt{b}$.

Здесь $P_{\text{раб}}$ — рабочее давление, МПа; b — ширина уплотняющих колец, мм; C — коэффициент, зависящий от материала уплотнительных колец (для стали и твердых сплавов $C = 35$, для чугуна, бронзы и латуни $C = 30$). Необходимо следить за тем, чтобы выполнялось условие $q_y \leq q_{\text{п}}$ для выбранного материала наплавки.

2.3.2. Определение веса клина затвора

Одним из суммарных усилий, действующих на клин затвора, является сила собственного веса Q_G клина затвора, которая может быть подсчитана по следующей приближенной формуле, Н:

$$Q_G = 2,04 D_{\text{нт}}^2 S_{\text{т}} \rho_{\text{т}} g,$$

где $D_{\text{нт}}$ и $S_{\text{т}}$ — наружный диаметр и толщина тарелки, м; $\rho_{\text{т}}$ — плотность материала тарелки (в расчете можно принять 7800 кг/м^3); $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

2.3.3. Расчет усилий для перемещения клина и максимального усилия вдоль шпинделя

Наибольшие усилия, необходимые для перемещения клина в клиновой задвижке при угле клина $\varphi = 5^\circ$, определяются по формулам, представленным в табл. 2.10, в зависимости от полученного типа уплотнения (см. п. 2.3.1).

Наибольшие усилия на шпинделе будут различными в начальный момент открывания Q_0' и в конечный момент закрывания Q_{σ} , Н:

$$Q_{\sigma} = Q_1 + Q_{\text{шп}} + F_{\text{трс}}; \quad Q_0' = Q_1' - Q_{\text{шп}} + F_{\text{трс}}.$$

Здесь $Q_{\text{шп}}$ — усилие, с которым рабочая среда «выдавливает» шпиндель из задвижки ($Q_{\text{шп}} = 0,785 d_{\text{шп}}^2 P_{\text{раб}}$, Н); $F_{\text{трс}}$ — сила трения шпинделя в сальниковом уплотнении (см. п. 2.2); Q_1 — наибольшее усилие в конечный момент закрывания, Н (табл. 2.10); Q_1' — наибольшее усилие в начальный момент открывания, Н (табл. 2.10).

Наибольшие усилия, необходимые для перемещения клина, в клиновых задвижках
с углом наклона $\varphi = 5^\circ$

Таблица 2.10

Условия обеспечения плотности		Материалы уплотняющих колец и клина		
		Латунь или чугун $f_k = 0,25;$ $f_k = 0,35$	Сталь углеродистая $f_k = 0,30;$ $f_k = 0,40$	Сталь легированная X18H10T, твердый сплав $f_k = 0,35; f_k = 0,45$
Одно- стороннее са- моуплотне- ние (только при $Q_{cp} \geq Q_y$)	конечный момент закрывания	$Q_1 = 0,26Q_{cp} - Q_c$	$Q_1 = 0,31Q_{cp} - Q_c$	$Q_1 = 0,36Q_{cp} - Q_c$
	начальный момент открывания	$Q_1' = 0,34Q_{cp} + Q_c$	$Q_1' = 0,39Q_{cp} + Q_c$	$Q_1' = 0,44Q_{cp} + Q_c$
Одно- стороннее уплотнение с поджати- ем (только при $Q_{cp} < Q_y$)	конечный момент закрывания	$Q_1 = 0,67Q_y - 0,43Q_{cp} - Q_c$	$Q_1 = 0,77Q_y - 0,48Q_{cp} - Q_c$	$Q_1 = 0,87Q_y - 0,54Q_{cp} - Q_c$
	начальный момент открывания	$Q_1' = 0,52Q_y - 0,17Q_{cp} + Q_c$	$Q_1' = 0,62Q_y - 0,21Q_{cp} + Q_c$	$Q_1' = 0,72Q_y - 0,26Q_{cp} + Q_c$
Одно- сторонняя гарантиро- ванная плотность	конечный момент закрывания	$Q_1 = 0,67Q_y + 0,24Q_{cp} - Q_c$	$Q_1 = 0,77Q_y + 0,29Q_{cp} - Q_c$	$Q_1 = 0,87Q_y + 0,33Q_{cp} - Q_c$
	начальный момент открывания	$Q_1' = 0,52Q_y + 0,36Q_{cp} + Q_c$	$Q_1' = 0,62Q_y + 0,41Q_{cp} + Q_c$	$Q_1' = 0,72Q_y + 0,46Q_{cp} + Q_c$

2.3.4. Расчет крутящего момента на ходовой гайке

Крутящий момент на ходовой гайке рассчитывается из предположения, что он обусловлен только силами трения в резьбе между шпинделем и ходовой гайкой.

В конечный момент закрывания максимальный крутящий момент рассчитывается по формуле

$$M = M_{\text{тр}} = 0,5Q_{\sigma}d_{\text{ср}}\text{tg}(\alpha + \rho),$$

где α — угол подъема винтовой линии резьбы; ρ — угол трения скольжения, $\rho = \text{arctg } f_p$ (f_p — коэффициент трения скольжения в резьбе). В начальный момент открывания максимальный крутящий момент

$$M' = M'_{\text{тр}} = 0,5Q_0'd_{\text{ср}}\text{tg}(\rho' - \alpha),$$

где ρ' — угол трения покоя, $\rho' = \text{arctg } f'_p$ (f'_p — коэффициент трения покоя, $f'_p = f_p + 0,1$).

Используя рекомендации табл. 2.1, можно назначить материалы для шпинделя и для ходовой гайки, а по табл. 2.11 найти значения коэффициентов трения.

Таблица 2.11

Величины коэффициентов скольжения в резьбе
для стальных шпинделей, применяемых
при силовом расчете арматуры

Материал гайки	Коэффициент трения f_p		
	Резьба вне среды		Резьба внутри (в среде)
	при хорошей смазке	при слабой смазке	
Бронза, латунь, чугун	0,15	0,17	0,20...0,25
Сталь	0,20	0,25	0,30...0,35

Примечание. Коэффициент трения покоя принимать $f'_p = f_p + 0,1$.

В проектируемых задвижках резьба находится вне рабочей среды. Коэффициенты трения скольжения рекомендуется принимать при температуре рабочей среды до 200 °С — для условий хорошей смазки, при $t_{\text{раб}} > 200$ °С — для условий слабой смазки.

2.4. Конструирование корпуса, крышки и стойки задвижки

Корпус, крышка и стойка задвижки выполняются литыми из чугуна или углеродистых сталей. Для деталей, работающих при повышенных температурах, могут быть использованы более дорогие легированные стали и сплавы. Материал всех трех деталей может быть выбран в соответствии с рекомендациями табл. 2.1 или табл. 2.12. Затем по табл. 2.2 определяются механические характеристики выбранной марки стали.

Таблица 2.12

Стали, применяемые для литых корпусных деталей и фланцев соединений энергетической арматуры

Марка стали	Рекомендуемый предел применения до $t_{\text{раб}}, ^\circ\text{C}$
20Л	425
25Л	425
20ХМФЛ	540
25ХМФЛ	575
10Х18Н9ТЛ	700
Х18Н10Т	700

Задвижки с корпусами из чугуна и алюминиевого сплава выполняются при помощи литья. Этим же способом изготавливаются и стальные задвижки, но некоторые из них, а также задвижки из титановых сплавов изготавливаются методом сварки заготовок, полученных штамповкой из листового проката. Такие задвижки называют штамповсварными. По своим характеристикам, эксплуатационным и прочностным, они не уступают литым задвижкам, а наоборот, детали корпусов и крышек таких задвижек изготавливаются из материала более прочного, проходят более тщательный контроль качества, чем литые детали. При этом технология сварки и методы контроля сварных соединений обеспечивают высокое качество корпусных деталей, позволяющее применять такие задвижки на ответственных объектах, включая атомную энергетику.

Среднюю толщину стенки корпуса задвижки S_k (рис. 2.8) можно определить следующим образом:

$$S_k = S_{\text{табл}} P_{\text{раб}} / P_{\text{раб}}^{\text{табл}},$$

где $S_{\text{табл}}$ — рекомендуемое значение толщины стенки корпуса, мм, при табличном значении рабочего давления $P_{\text{табл}}$ (определяется по табл. 2.13).

Приведенная ранее формула справедлива только для $P_{\text{раб}} > 4$ МПа.

Для $P_{\text{раб}} > 4,0$ МПа за толщину стенки корпуса рекомендуется принимать табличное значение, т.е. $S_k = S_{\text{табл}}$.

Разделка стенок корпуса задвижки для присоединения к трубопроводу сваркой выполняется так, как показано на рис. 2.8.

В остальном при конструировании корпуса задвижки необходимо придерживаться рекомендаций, приведенных на рис. 2.8, а очертания и размеры ряда элементов назначать конструктивно.

Конструкция крышки задвижки рекомендуется в варианте, представленном на рис. 2.9. На рис. 2.10 приведены основные соотношения, которые можно использовать для эскизного проектирования крышки задвижки.

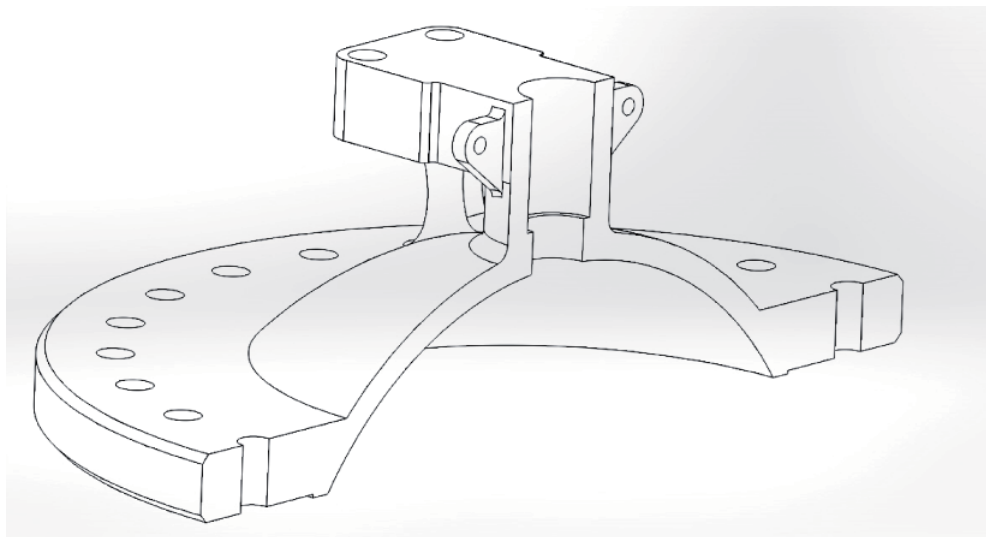


Рис. 2.9. Крышка задвижки

Диаметр отверстий под оси шарнирных болтов сальника d_{oy} (рис. 2.10) может быть определен из формулы, мм:

$$d_{oy} = 0,8 \sqrt{Q_c / \tau_{\text{доп.ср}}},$$

где Q_c — усилие затяжки сальников, Н (см. параграф 2.2);
 $\tau_{\text{доп.ср}}$ — допустимые напряжения на срез для осей шарнирных болтов (принять $\tau_{\text{доп.ср}} = 100$ МПа).

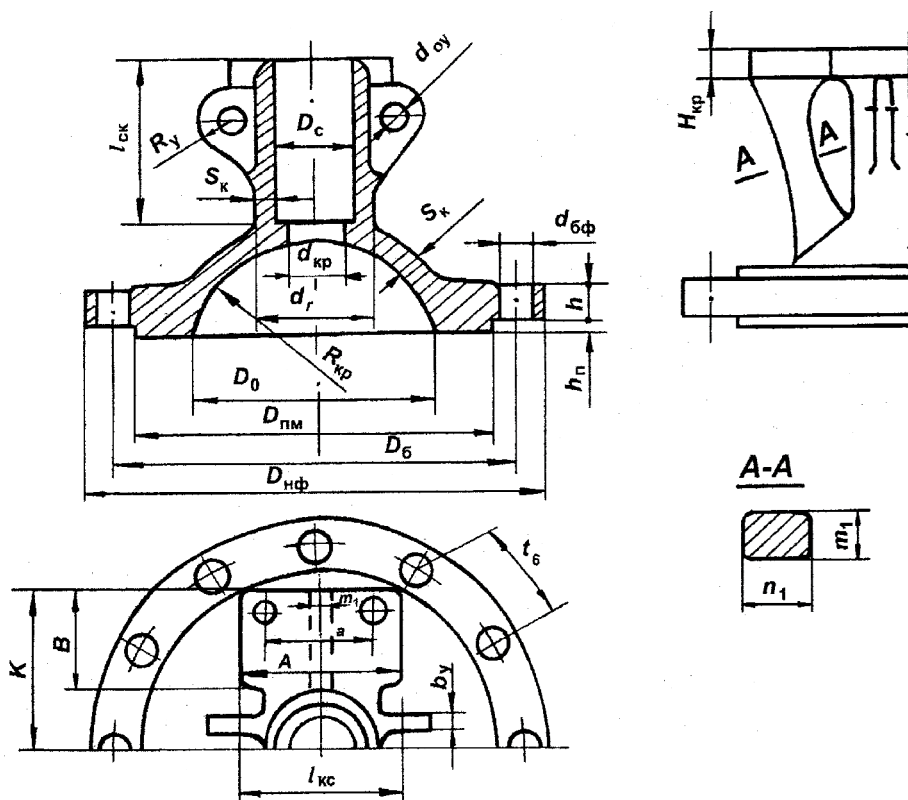


Рис. 2.10. Конструкция крышки и рекомендации к назначению размеров:

$d_{кр} = d_{шп} + (0,8...1,4)$ мм; $R_{кр} = 0,6D_0$; $H_{кр} = (0,8...1,0)h$; $A = 2,5 d_{шп}$;
 $B = 2d_{шп}$; $l_{ск} = h_c + (15...25)$ мм (см. рис. 2.7); $m_1 = (0,2...0,25)d_{шп}$; $n_1 = 1,5m_1$;
 $d_r = D_c + 2S_k$; $K = B + 0,5d_r + (30...40)$ мм; $R_y = d_{oy}$; $B_y = 0,5d_{oy}$;
 $D_y, S_k, D_{пн}, D_0, h_n, h$ — см. рис. 2.3; D_c — см. рис. 2.8

Значение диаметра отверстий должно быть округлено до ближайшего большего значения по нормальному ряду размеров и согласовано с отверстиями в шарнирных откидных болтах с подбором соответствующих штифтов

(прил. 10). Недостающие размеры и соотношения назначаются конструктивно.

При конструировании соединения крышки и корпуса необходимо оценить целесообразность применения болтового или шпилечного соединения. Выбор определяется конструкцией корпуса (в частности, возможностью установки на фланце корпуса головки болта), материалом корпуса, нагрузкой соединения. Резьбовое соединение состоит из трех деталей: болта (шпильки), гайки и шайбы. Установка шайбы предотвращает смятие поверхности крышки и, при значительных нагрузках, предохраняет соединение от развинчивания (стопорные шайбы).

Для оценки количества фланцевых болтов (шпилек) Z необходимо задаться шагом между болтами t_6 (рис. 2.10). Здесь можно порекомендовать следующие соотношения, предварительно конструктивно задавшись диаметром фланцевых болтов $d_{6ф}$:

$$\begin{aligned} t_6 &\approx (4...5) d_{6ф} \text{ — для } P_{раб} \leq 4,0 \text{ МПа;} \\ t_6 &\approx (3...4) d_{6ф} \text{ — для } P_{раб} \leq 10,0 \text{ МПа;} \\ t_6 &\approx (2,5...3) d_{6ф} \text{ — для } P_{раб} > 10,0 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

После определения Z можно определить расчетную нагрузку на один болт (шпильку), Н:

$$F_p = 0,785 D_n^2 P_{раб} (K_{зат} + 0,25) / Z ,$$

где $K_{зат}$ — коэффициент затяжки (при постоянной нагрузке принимать $K_{зат} = 1,25...2,0$); D_n — средний диаметр прокладки между фланцем корпуса и фланцем крышки, $D_n \approx (D_{пн} + D_0)/2$, мм; $P_{раб}$ — рабочее давление среды, МПа.

После этого необходимо проверить правильность выбранных параметров фланцевого соединения. Прочность фланцевых болтов (шпилек) проверяется по формуле

$$\sigma_{6ф} = 1,3 F_p / (0,785 d_{1ф}^2) \leq \sigma_{доп} ,$$

где $d_{1ф}$ — внутренний диаметр резьбы болта (шпильки), мм; $\sigma_{доп}$ — допускаемые напряжения, МПа (определяются через предел текучести при температуре болтов, равной 90 % от температуры рабочей среды).

$$F_p = 0,785 D_{\text{п}}^2 P_{\text{раб}} (K_{\text{зат}} + 0,25) / Z ,$$

где $D_{\text{п}}$ — средний диаметр прокладки между фланцем корпуса и фланцем крышки, $D_{\text{п}} \approx (D_{\text{пн}} + D_0)/2$, мм; $P_{\text{раб}}$ — рабочее давление среды, МПа; $K_{\text{зат}}$ — коэффициент затяжки (при постоянной нагрузке принимать $K_{\text{зат}} = 1,25 \dots 2,0$).

Подбор болтов (шпилек) и гаек необходимо производить из ряда стандартных с помощью таблиц прил. 8, 11, 12. По данным прил. 13 выбирается шайба для резьбового соединения.

Для определения последней величины рекомендуется применять коэффициент запаса прочности, равный 2.

Стойка задвижки представлена на рис. 2.11.

Конструирование стойки следует выполнять согласно рекомендациям, представленным на рис. 2.12. При этом ряд неуказанных размеров (в частности, a , m_2 , n_2) необходимо принимать конструктивно, согласуя их также с сопрягаемыми элементами других деталей задвижки. Высота стойки H_0 назначается с учетом хода невращаемого шпинделя $h_{\text{шп}}$ (см. п. 2.2).

Болты крепления стойки к кронштейнам крышки задвижки работают только на растяжение, и максимальная нагрузка здесь реализуется в конечный момент закрытия затвора.

Внутренний диаметр резьбы болта может быть определен по следующей формуле:

$$d_{1c} = 0,64 \sqrt{Q_0 / \sigma_{\text{доп}}} ,$$

где Q_0 — усилие на шпинделе в конечный момент закрытия, Н; $\sigma_{\text{доп}}$ — допустимые напряжения (принять равными 200 МПа).

Наружный диаметр резьбы болтов d_c подбирается по ближайшему наибольшему значению d_{1c} по таблицам прил. 6. Болты и гайки для создания соединения выбираются по прил. 11, гайки — прил. 8, шайбы — прил. 13. Диаметры отверстий в лапах стойки $d_{\text{ос}}$ должны быть не более чем на 0,5 мм больше наружного диаметра резьбы бол-

тов d_c . Внутренний диаметр резьбы М должен быть больше диаметра V (диаметр посадки упорного подшипника) на 1...3 мм.

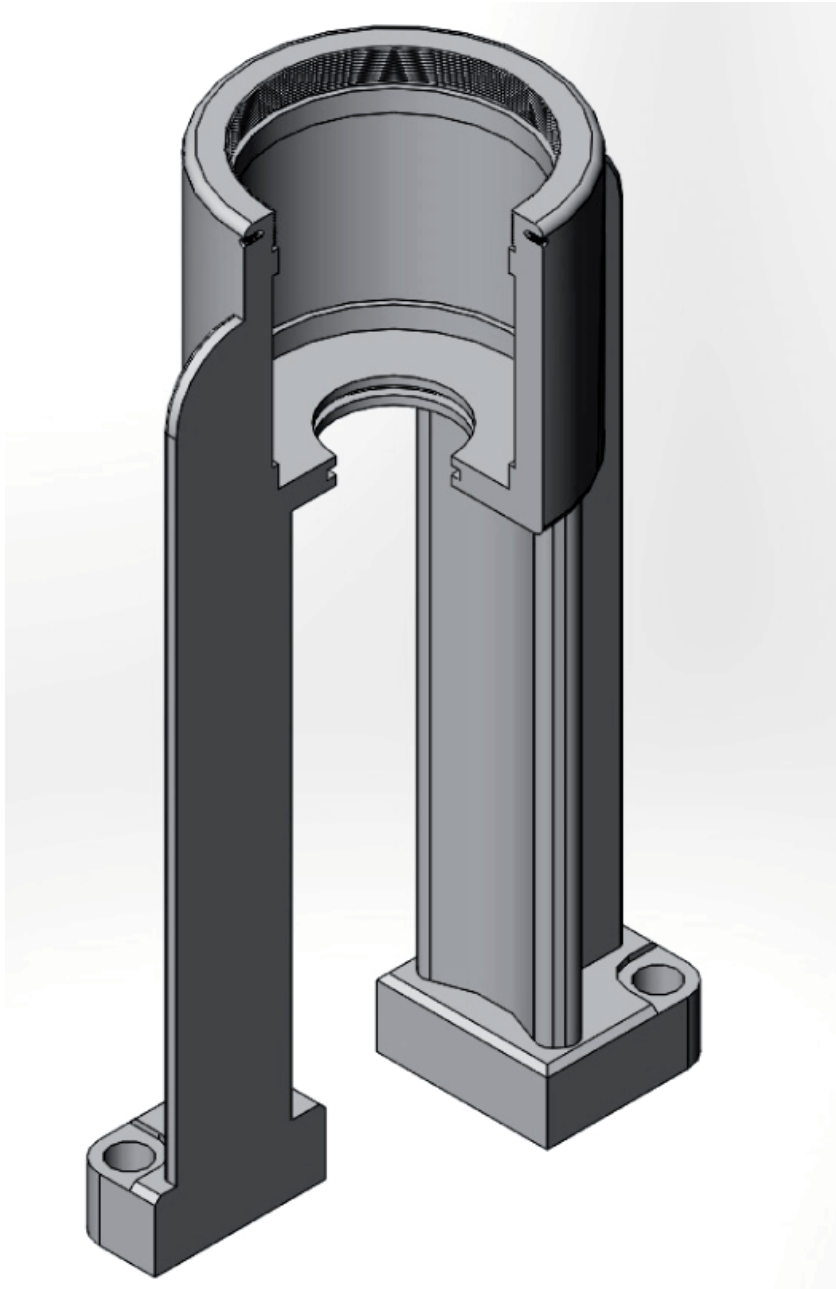


Рис. 2.11. Стойка задвижки (сложный разрез)

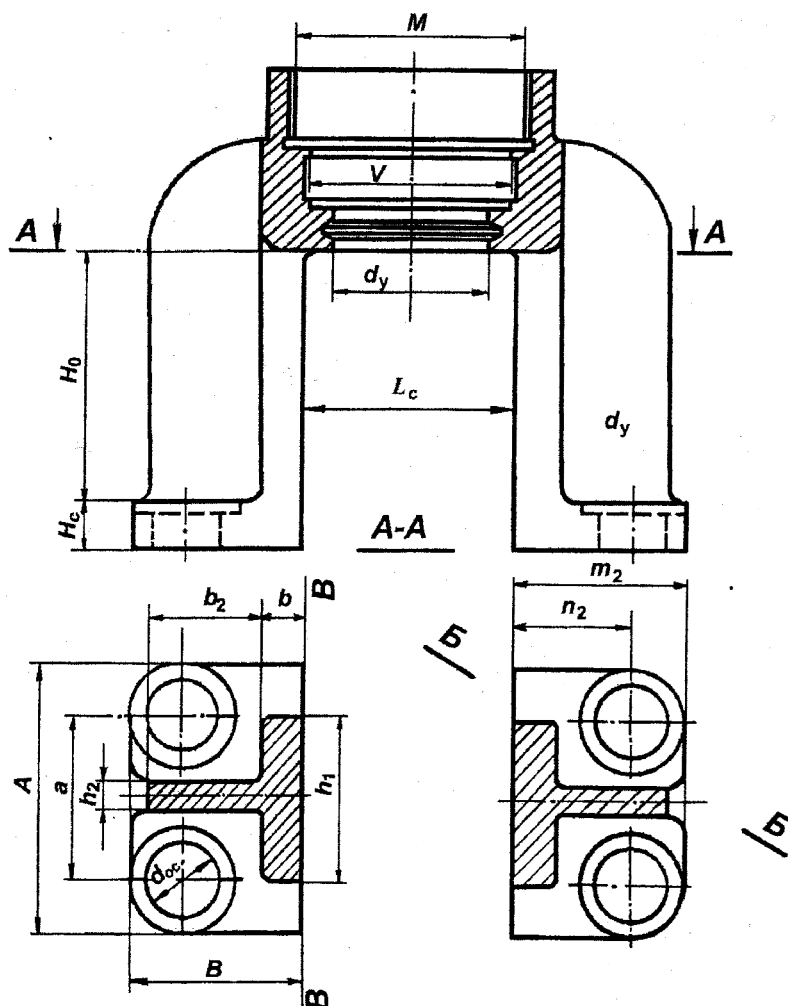


Рис. 2.12. Конструкция стойки и рекомендации к назначению размеров:

$$H_c = 0,8H_{кр}; L_c = 2(K-B); b_1 = 0,25B; b_2 = 0,6B; h_1 = 0,6A; h_2 = 0,15A;$$

$$d_y = d_{кр} + (0,5...1,0) \text{ мм}; m_2 \text{ и } n_2 \text{ назначаются конструктивно};$$

$$H_{кр}, B, A, K - \text{см. рис. 2.10}$$

2.5. Конструирование узла ходовой гайки

Ходовой узел арматуры предназначен для преобразования вращательного движения ходовой гайки в поступательное движение шпинделя. Этот узел является ответственным элементом конструкции арматуры, так как обеспечивает возможность перемещения затвора относи-

тельно седла. Основными деталями его являются стойка, шпиндель, ходовая гайка, упорные шариковые подшипники.

В арматуре с выдвижным шпинделем применяются вращаемые ходовые гайки. Гайка имеет вид тела вращения в виде цилиндра с гладкой наружной поверхностью, снабженного упорным буртом (рис. 2.13). Вращаемые гайки, установленные в горловине стойки, изолированы от действия коррозионной среды, имеют температуру значительно ниже рабочей температуры среды, стенок корпуса и крышки, удобно расположены для технического обслуживания, контроля и смазки. На верхней части ходовой гайки наносится трапецеидальная резьба, аналогичная резьбе на шпинделе, для обеспечения нормальной работы арматуры и свойств самоторможения. Ходовая гайка в запорных задвижках для снижения трения изготавливается чаще всего из бронзы марок БрАЖМц10-3-1,5 и БрАЖ9-4 либо из стали 14Х17Н2. В конструкциях современной запорной арматуры встречаются ходовые гайки, изготовленные из латуни.

Один из возможных вариантов конструкций узла ходовой гайки представлен на рис. 2.14. Ходовая гайка 2 фиксируется в горловине стойки 1 с помощью двух упорных подшипников 3 и упорной гайки 4. Фиксация зубчатого колеса 5 на ходовой гайке обеспечивается плотной посадкой с образованием натяга и установкой призматической шпонки 6.

Расчетными параметрами в этом узле должны быть высота резьбы ходовой гайки 2 ($H_{\text{хг}}$), высота резьбы упорной гайки 4 (H), фиксирующие упорные подшипники 3, толщина упорного буртика h_6 . Остальные размеры элементов узла выбираются конструктивно, а также по размерам подбираемых упорных подшипников. В конструкциях с большими продольными усилиями устанавливается два подшипника, расположенных по обе стороны от бурта ходовой гайки. Тип подшипника выбирается по максимальной нагрузке на шпинделе (т.е. статическая грузоподъемность подшипника должна быть больше действующей нагрузки на шпинделе Q_0 или Q'_0).

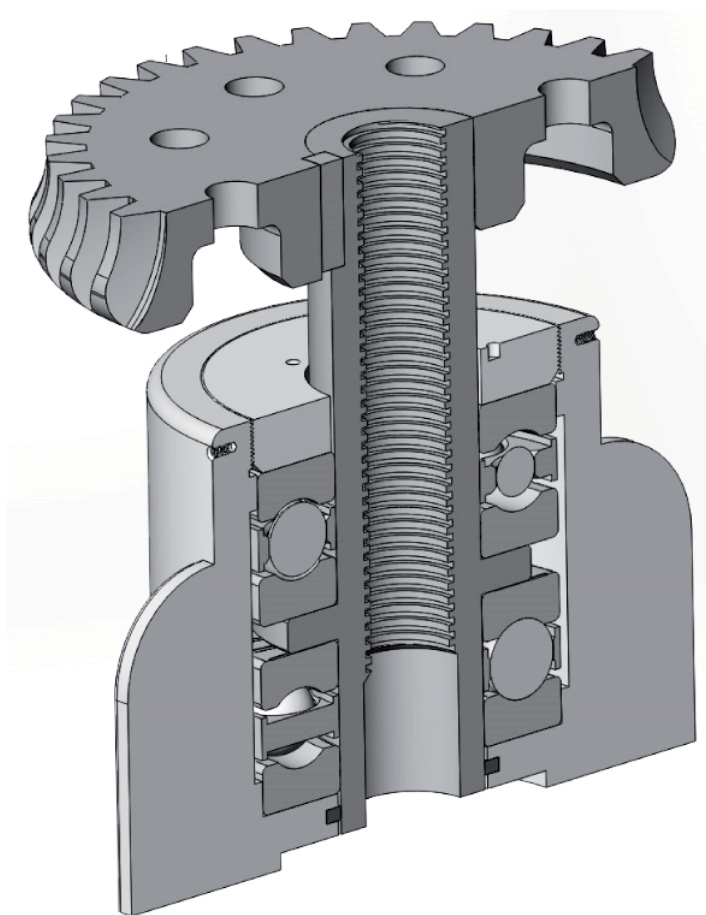


Рис. 2.13. Узел ходовой гайки с установленным колесом (разрез)

По этому условию по ГОСТу на подшипники качения упорные или опорно-упорные выбирается тип подшипника и определяется его внутренний и наружный диаметр, а также его толщина (прил. 14). По внутреннему диаметру колец подшипника назначается наружный диаметр ходовой гайки $D_{\text{хг}}$. Внутренний диаметр ходовой гайки $d_{\text{хг}}$ обычно может быть на 2—3 мм больше диаметра шпинделя $d_{\text{шп}}$.

Узел ходовой гайки должен содержать достаточное количество смазки, для сохранения которой внутри конструкции предусматриваются сальниковые или манжетные уплотнения. Для предохранения от вытекания смазочного

материала из подшипниковых узлов на рис. 2.14 применено сальниковое уплотнение. В горловине стойки выполняются специальные проточки, куда закладывается набивка сальника 7.

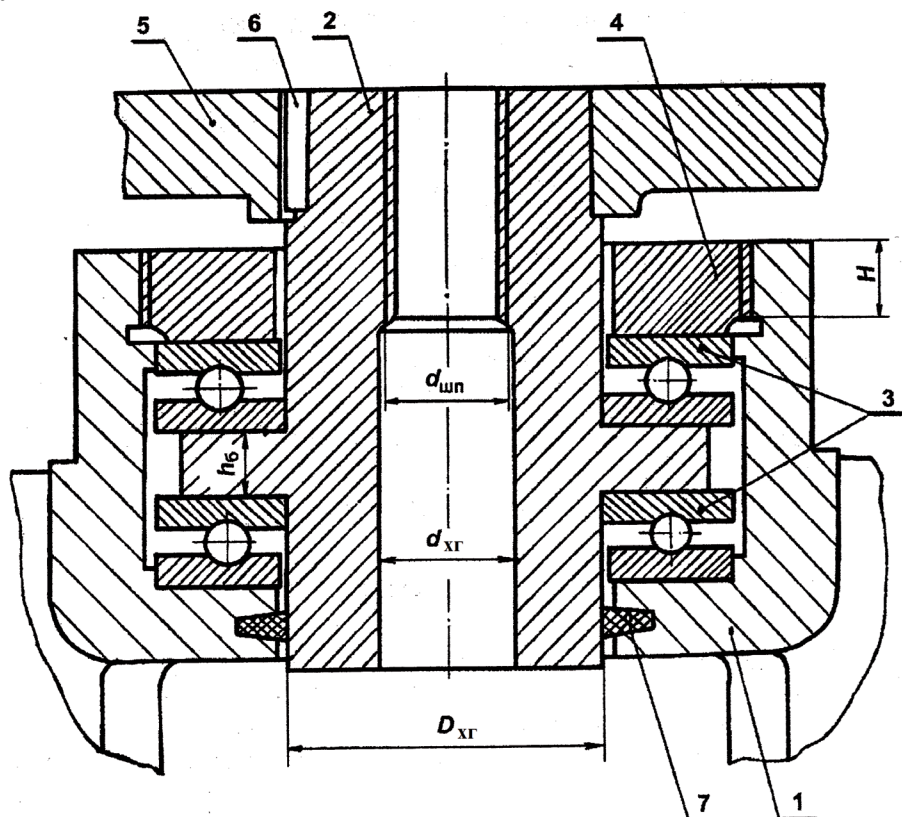


Рис. 2.14. Узел ходовой гайки:

- 1 — горловина стойки; 2 — ходовая гайка; 3 — подшипники упорные;
4 — упорная гайка; 5 — зубчатое колесо; 6 — шпонка призматическая;
7 — сальниковое уплотнение

Высота резьбы упорной гайки 4 (H) определяется по условию прочности резьбы на срез в конечный момент закрывания, мм:

$$H = 0,61Q_0 / (d_c \tau_{\text{доп}}),$$

где Q_0 — усилие на шпинделе в конечный момент закрывания; d_c — номинальный наружный диаметр резьбы горловины стойки, мм; $\tau_{\text{доп}}$ — допускаемые напряжения на срез резьбы горловины (можно принимать в данном случае $\tau_{\text{доп}} = 80$ МПа).

Полученное значение H округляется в большую сторону до ближайшего значения по нормальному ряду линейных размеров.

Высота упорного буртика h_6 определяется практически аналогично:

$$h_6 = Q_0 / (\pi D_{\text{хг}} \tau_{\text{доп}}),$$

где Q_0 — усилие на шпинделе в конечный момент закрывания; $D_{\text{хг}}$ — наружный диаметр ходовой гайки, мм; $\tau_{\text{доп}}$ — допускаемые напряжения на срез материала корпуса ходовой гайки (рекомендуется назначать $\tau_{\text{доп}} = 120$ МПа). Обычно значение h_6 получается весьма незначительным, поэтому рекомендуется его принимать не менее 10...15 мм.

Ходовая гайка в запорных задвижках для снижения трения изготавливается чаще всего из бронзы марок БрАЖМц10-3-1,5 и БрАЖ9-4 либо из стали 14Х17Н2. Высота ее резьбы $H_{\text{хг}}$ может быть определена с точки зрения сопротивления смятию поверхности витков трапецеидальной резьбы, мм:

$$H_{\text{хг}} = Q_0 (0,54 d_{\text{ср}} \sigma_{\text{доп.см}}),$$

где $d_{\text{ср}}$ — средний диаметр трапецеидальной резьбы, мм; $\sigma_{\text{доп.см}}$ — допускаемое напряжение смятия, МПа.

Для бронзы можно принимать $\sigma_{\text{доп.см}} = 60$ МПа, для стали $\sigma_{\text{доп.см}} = 100$ МПа.

Полученное значение $H_{\text{хг}}$ необходимо конструктивно округлить.

Размеры призматической шпонки, определяющие ее сечение, а также параметры шпоночного паза на ходовой гайке и в колесе выбираются в соответствии с ГОСТ 23380—78 (прил. 15) по величине диаметра ходовой гайки. Длина шпонки назначается конструктивно в зависимости от ширины зубчатого или червячного колеса.

Основной расчет для шпонки — расчет по напряжению смятия:

$$\sigma_{\text{см}} = 4M_{\text{кр}} / (hl_p D_{\text{хг}}) \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где $M_{\text{кр}}$ — крутящий момент на ходовой гайке, Н·мм; h — высота шпонки, мм; l_p — рабочая длина шпонки, мм; $D_{\text{хг}}$ — наружный диаметр ходовой гайки, мм.

3. РАСЧЕТ ПРИВОДНОЙ ГОЛОВКИ

Для механизированного и автоматизированного управления арматурой применяются различные типы приводов. При их выборе учитывается назначение арматуры, интенсивность работы привода, место установки арматуры, удобство обслуживания, взаимосвязь с различной аппаратурой, пожаро- и взрывобезопасность окружающей среды, а также экономические факторы. Вручную задвижки управляются при помощи маховика через редуктор с червячной или зубчатой передачей. В рамках данного этапа проектирования предусмотрен расчет одноступенчатой прямозубой передачи.

3.1. Подбор электродвигателя. Расчет кинематических параметров

Частота вращения ходовой гайки, об/мин,

$$n_{х.г} = 60h_{шп} / (S\tau),$$

где $h_{шп}$ — ход невращаемого шпинделя, мм; S — шаг трапецеидальной резьбы, мм; τ — время полного закрытия задвижки, с.

Мощность, необходимая для вращения ходовой гайки, Вт,

$$N = M_{кр} 2\pi n_{хг} / 60 = M_{кр} \pi n_{хг} / 30,$$

где $M_{кр}$ — крутящий момент на ходовой гайке, Н·м (принимать максимальным в соответствии с п. 2.3.4).

КПД привода рассчитывается по следующей формуле:

$$\eta_{пр} = \eta_m^2 \eta_{п.к}^2 \eta_z,$$

где КПД муфты $\eta_m = 0,96$; КПД подшипника качения $\eta_{пк} = 0,98...0,99$; КПД зубчатого зацепления $\eta_z = 0,95$.

В данной формуле учтено, что крутящий момент передается от электродвигателя на ходовую гайку через две крестово-шарнирных муфты и одно зубчатое зацепление. Если по условиям компоновки возникает необходимость установки промежуточной фальшшестерни, то предыдущая формула преобразуется к виду

$$\eta_{кр} = \eta_m^2 \eta_{п.к}^2 \eta_z^2.$$

Мощность электродвигателя определяется по формуле

$$N_{эл}^* = N / \eta_{пр}.$$

Далее выбирается электродвигатель по табл. 3.1, при этом выписываются марка двигателя, его мощность $N_{\text{эл}}$, частота вращения $n_{\text{эл}}$. Выбор электродвигателя, в случае если параметры частоты и мощности не заданы преподавателем, должен производиться с учетом следующих факторов: во-первых, габаритные параметры задвижки и двигателя должны быть сопоставимы — чем выше частота вращения ротора электродвигателя, тем меньше его размеры; во-вторых, максимальное значение передаточного отношения для одной ступени прямозубой передачи не может быть больше 8. Необходимо помнить, что обычно в справочниках дается синхронная частота вращения, но поскольку электродвигатели применяются преимущественно асинхронные, то необходимо учитывать скольжение и применять для расчетов асинхронную частоту вращения $n_{\text{ас}}$, которая рассчитывается по формуле

$$n_{\text{ас}} = n_{\text{с}} - \frac{S}{100} n_{\text{с}}.$$

Передаточное число приводной головки определяется по формуле

$$u_{\text{пр}} = n_{\text{ас}} / n_{\text{хг}}.$$

Стандартные значения передаточных чисел, необходимые для проектирования передачи, приведены в табл. 3.2.

Зубчатая передача в приводной головке задвижки обычно выполняется одноступенчатой с прямозубым зацеплением. Для такого типа передачи передаточное число в одной ступени не может превышать $u_{\text{пр}} = 8$. В случае, если передаточное отношение более 8, для привода задвижки требуется установка червячной пары. Конструкция червячной передачи и расчет ее параметров следует производить по методике, приведенной в [7]. Кроме того, при выборе в качестве привода червячной пары следует пересмотреть выбор подшипников. При работе червячной передачи образуется значительное осевое усилие, которое не может быть воспринято шариковыми упорными подшипниками, применяемыми в конструкции задвижки с зубчатой передачей.

Таблица 3.1

Двигатели закрытые обдуваемые серии 4 А
(по ГОСТ 19523—81)

Мощность Р, кВт	Синхронная частота, об/мин							
	3000		1500		1000		750	
	Типоразмер двигателя	S, %	Типоразмер двигателя	S, %	Типоразмер двигателя	S, %	Типоразмер двигателя	S, %
0,55	4AA63B2Y3	8.5	4A71A4Y3	7.3	4A71B6Y3	10	4A80B8Y3	9.0
0,75	4A71A2Y3	5.9	4A71B4Y3	7.5	4A80A6Y3	8.4	4A90L8Y3	6.0
1,1	4A71B2Y3	6.3	4A80A4Y3	5.4	4A80B6Y3	8.0	4A90L8Y3	7.0
1,5	4A80A2Y3	4.2	4A80B4Y3	5.8	4A90L6Y3	6.4	4A100L8Y3	7.0
2,2	4A80B2Y3	4.3	4A90L4Y3	5.1	4A100L6Y3	5.1	4A112MA8Y3	6.0
3,0	4A90L2Y3	4.3	4A100S4Y3	4.4	4A112MA6Y3	4.7	4A112MB8Y3	5.8
4,0	4A100S2Y3	3.3	4A100L4Y3	4.7	4A112MB6Y3	4.1	4A132S8Y3	4.1
5,5	4A100L2Y3	3.4	4A112M4Y3	3.7	4A132S6Y3	3.3	4A132M8Y3	4.1
7,5	4A112M2Y3	2.5	4A132S4Y3	3.0	4A132M6Y3	3.2	4A160S8Y3	2.5
11,0	4A132M2Y3	2.3	4A132M4Y3	2.8	4A160S6Y3	2.7	4A160M8Y3	2.5
15,0	4A160S2Y3	2.1	4A160S4Y3	2.3	4A160M6Y3	2.6	4A180M8Y3	2.5
18,5	4A160M2Y3	2.1	4A160M4Y3	2.2	4A180M6Y3	2.7	4A200M8Y3	2.3
22,0	4A180S2Y3	2.0	4A180S4Y3	2.0	4A200M6Y3	2.8	4A200L8Y3	2.7
30	4A180M2Y3	1.9	4A180M4Y3	1.9	4A200L6Y3	2.1	4A225M8Y3	1.8
37	4A200M2Y3	1.9	4A200M4Y3	1.7	4A225M6Y3	1.8	4A250S8Y3	1.6
45	4A200L2Y3	1.8	4A200L4Y3	1.6	4A250S6Y3	1.4	4A250M8Y3	1.4
55	4A225M2Y3	1.8	4A225M4Y3	1.4	4A250M6Y3	1.3	4A280S8Y3	2.2
75	4A250S2Y3	1.4	4A250S4Y3	1.2	4A280S6Y3	2.0	4A280M8Y3	2.2
90	4A250M2Y3	1.4	4A250M4Y3	1.3	4A280M6Y3	2.0	4A315S8Y3	2.0
110	4A280S2Y3	2.0	4A280S4Y3	2.3	4A315S6Y3	2.0	4A315M8Y3	2.0

Таблица 3.2

Номинальные передаточные числа u (ГОСТ 2185—66)

1-й ряд	1,00	1,25	1,60	2,00	2,50	3,15	4,00	5,00	6,30	8,00
2-й ряд	1,12	1,40	1,80	2,24	2,80	3,55	4,50	5,60	7,10	9,00

Затем определяется крутящий момент на ведущем валу (на шестерне)

$$M_{кр1} = M_{кр} / (\eta_z \eta_{п.с} u_{пр}).$$

Для удобного размещения маховика ручного привода иногда используется промежуточная фальшшестерня. При использовании в конструкции фальшшестерни необходимо учесть, что изменяется направление вращения зубчатого колеса, следовательно, направление резьбы на шпинделе должно быть изменено со стандартного правого на левое.

3.2. Расчет зубчатой передачи

Зубчатую передачу необходимо рассчитывать в следующем порядке:

- выбор материалов и допускаемые напряжения;
- расчетный крутящий момент, межосевое расстояние;
- модуль, суммарное число зубьев, ширина зубчатого колеса;
- фактическое передаточное число;
- фактическая окружная скорость;
- проверка зубьев на выносливость по контактным напряжениям;
- проверка зубьев на выносливость по напряжениям изгиба;
- основные геометрические размеры зубчатых колес.

Выбирая материал для зубчатых колес, следует учитывать назначение передачи, условия эксплуатации и возможную технологию изготовления колес. В зависимости от твердости материала стальные зубчатые колеса разделяют на две группы: с твердостью $HV \leq 350$ — нормализация или улучшение и с твердостью $HV > 350$ — объемная за-

калка, закалка токами высокой частоты (ТВЧ), цементация, азотирование и др. Твердость материала $HB \leq 350$ позволяет производить чистовое нарезание зубьев после термообработки, при этом можно получить высокую точность без применения дорогих отделочных операций (шлифовка, притирка). Зубчатые колеса этой группы хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению при ударной нагрузке, поэтому они получили наиболее широкое применение в индивидуальном или мелкосерийном производстве. Для лучшей приработки зубьев рекомендуется назначать материал для шестерни с большей твердостью, чем для зубчатого колеса: соотношение твердости $HB_1 = HB_2 + (25...70)$ при твердости зубьев $HB \leq 350$ и $HB_1 = HB_2 + (25...30)$ при $HB > 350$.

Необходимую разность в твердости материала можно получить за счет применения различных марок стали для шестерни и колес, за счет различной термической обработки одной и той же марки стали. Рекомендуемые сочетания материалов для шестерни и колеса приведены в табл. 3.3.

При расчете допускаемых напряжений за расчетную величину твердости в табл. 3.4, 3.5 принимаем средние ее значения (из табл. 3.6):

$$HB = \frac{HB_{\max} + HB_{\min}}{2}.$$

Допускаемые контактные напряжения для стальных зубчатых колес:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} K_{HL},$$

где $\sigma_{H \lim b}$ — базовый предел изгибной выносливости (табл. 3.4).

Допускаемые напряжения изгиба

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} K_{FC} K_{FL},$$

где $\sigma_{F \lim b}$ — базовый предел контактной выносливости (табл. 3.5).

Таблица 3.3

Рекомендуемые сочетания материалов зубчатых пар

Шестерня		Колесо		Область применения
Марка стали	Термическая обработка	Марка стали	Термическая обработка	
40 45	Нормализация, улучшение, закалка, закалка ТВЧ, HB < 350	35 35 Л	Кованные стали ст. 5, ст. 6 без термической обработки; для других кованых сталей нормализация, улучшение, закалка, закалка ТВЧ; для стального литья нормализация HB < 350	Основные комбинации для передачи большинства металлургических подъемно-транспортных машин и машин непрерывного транспорта
50		Ст. 5 35 45 Л		
50 50 Г		Ст. 6 40 45 55 Л		
35Х 40Х 45Х 35ХМ		50 55 40 ГЛ		
40ХН 30ХГС				
20Х 12ХН3А 18ХГТ	Цементация и закалка HB > 350	20Х 12ХН3А 18ХГТ	Цементация и закалка HB > 350	Особо ответственные быстроходные передачи станков транспортных машин и др.

Примечание. При диаметре колес до 500 мм применяются кованные или штампованные зубчатые колеса, при диаметре колес до 150 мм зубчатые колеса делают из проката или поковок. При диаметре колес более 450...500 мм целесообразно применять стальное литье, проектировать колеса сварными или бандажированными.

Значения коэффициентов долговечности K_{HL} , K_{FL} и безопасности S_H , S_F , а также коэффициент условий работы зуба K_{FL} в формулах допускаемых напряжений выбираем по табл. 3.7...3.10.

После расчета допускаемых напряжений с учетом всех параметров, представленных в табл. 3.7...3.10, произ-

водится определение расчетных крутящих моментов с помощью табл. 3.11...3.15.

Расчетный крутящий момент для расчета контактных напряжений

$$T_{1H} = T_1 K_{H\beta} K_{H\alpha},$$

где T_1 — крутящий момент, Н·м; $T_1 = N_1/\omega_1$ или $T_1 = 9555 N_1/n_1$.

Здесь N_1 — мощность электродвигателя, Вт; ω_1 — угловая скорость вращения электродвигателя, рад/с; n_1 — частота вращения электродвигателя, об/мин.

Расчетный крутящий момент для расчета по напряжениям изгиба

$$T_{1F} = T_1 K_{F\beta} K_{F\alpha}.$$

При окружных скоростях более 6 м/с целесообразно применять колеса с косыми или шевронными зубьями.

Фланкирование зубьев рекомендуется использовать для цилиндрических передач:

- с прямыми зубьями 6-й или 7-й степени точности — при окружных скоростях более 6 м/с; для 8-й или 9-й степени точности — при окружных скоростях более 4 м/с;
- с косыми зубьями 6-й или 7-й степени точности — при окружных скоростях более 10 м/с; для 8-й и 9-й степени точности — при скоростях более 6 м/с.

Таблица 3.4

Базовый предел изгибной выносливости σ_{Flimb}

Термическая обработка	Твердость поверхностей зубьев	Группы сталей	σ_{Flimb} , МПа
Нормализация, улучшение	НВ 180...350	Углеродистые и легированные	1,8 НВ
Объемная закалка	HRC 40...56		500...600
Поверхностная закалка			550
Цементация	HRC 52...65	Легированные	750...800

Таблица 3.5

Базовый предел контактной выносливости σ_{Hlimb}

Термическая обработка	Твердость поверхностей зубьев	Группы сталей	σ_{Hlimb} , МПа
Нормализация, улучшение	HB < 350	Углеродистые и легированные	2HB + 70
Объемная закалка	HRC 40...56		18HRC + 150
Поверхностная закалка			17HRC + 200
Цементация	HRC 52...65	Легированные	23HRC

Таблица 3.6

Механические характеристики материалов, применяемых для зубчатых колес

Марка стали	ГОСТ	Термическая обработка	Предел прочности	Предел текучести	Твердость по Бринелю HB или по Роквеллу HRC
Ст. 5	380—2005	-	490	245	170 HB
Ст. 6		-	580	285	187 HB
35	1050—88	H	470	235	187...140 HB
		У	685	345	212...195 HB
		ТВЧ	-	-	50...35 HRC
40		H	490	245	207...152 HB
		У	580	340	217...187 HB
		ТВЧ	-	-	53...40 HRC
45	1050—88	H	570	285	217...167 HB
		У	735	390	236...180 HB
		ТВЧ	-	-	56...40 HRC
		З	590	340	50...37 HRC
50	1050—88	H	590	300	229...180 HB
		У	735	520	255...228 HB
		ТВЧ	-	-	56...40 HRC
		H	630	315	229...185 HB
55		H	630	335	229...185 HB
50Г		У	785	540	229...190 HB

Окончание табл. 3.6

Марка стали	ГОСТ	Термическая обработка	Предел прочности	Предел текучести	Твердость по Бринеллю HB или по Роквеллу HRC
35X	4543—71	Н	685	440	220...190 HB
		У	735	490	260...220 HB
40X		Н	685	440	230...200 HB
		У	735	490	285...215 HB
		З	980	785	50...40 HRC
		ТВЧ	-	-	56...40 HRC
45X		У	835	640	280...230 HB
35XM		У	880	785	269...241 HB
		ТВЧ	-	-	55...38 HRC
40XH		Н	735	550	250...220 HB
		У	785	570	295...241 HB
		З	980	785	54...48 HRC
		ТВЧ	-	-	56...52 HRC
30XГC		Н	785	635	250...215 HB
		У	880	610	280...235 HB
20X		Ц	640	390	62...52 HRC
12XH3A		Ц	920	700	63...56 HRC
18XГТ		Ц	980	835	62...58 HRC
35 Л	977—88	Н	490	275	142 HB
45 Л			540	315	157 HB
55 Л			590	345	171 HB
40 ГЛ			640	325	185 HB

Примечания: 1. Соотношение твердости по Бринеллю и Роквеллу HRC ≈ 10 HB.
 2. Обозначение термообработки: Н — нормализация; У — улучшение; З — закалка; Ц — цементация; ТВЧ — поверхностная закалка токами высокой частоты.

Таблица 3.7

Значение коэффициента безопасности S_H

Термическая обработка	S_H	
	для нормальных передач	для особо ответственных передач
Нормализация, улучшение, закалка	1,1	1,25
Поверхностная закалка ТВЧ, цементация	1,2	1,35

Таблица 3.8

Значение коэффициента безопасности S_F

Способ получения заготовки	S_F
Поковка или штамповка	1,7...1,8
Прокат	1,9...2,0
Литье	2,1...2,2

Таблица 3.9

Значение коэффициента K_{FC}

Условия работы зуба	K_{FC}
Одной стороной	1,0
Двумя сторонами $HВ < 350$	0,7
Двумя сторонами $HВ > 350$	0,8

Таблица 3.10

Значения коэффициентов долговечности K_{HL} и K_{FL}

Частота вращения шестерни или колеса, об/мин	Режим работы		
	легкий ПВ = 15 %	средний ПВ = 25 %	тяжелый ПВ = 40 %
0...15	1,58	1,58	1,58
20			1,51
30			1,44
40		1,52	1,39
50		1,47	1,35
60		1,43	1,31
70	1,56	1,41	1,28
80	1,52	1,37	1,25
90	1,51	1,35	1,24
100	1,49	1,34	1,22
150	1,41	1,29	1,15

Окончание табл. 3.10

Частота вращения шестерни или колеса, об/мин	Режим работы		
	легкий ПВ = 15 %	средний ПВ = 25 %	тяжелый ПВ = 40 %
200	1,35	1,22	1,11
300	1,28	1,15	1,05
400	1,23	1,11	1,01
500	1,19	1,08	1,00
600	1,16	1,05	
700	1,14	1,03	
800	1,12	1,01	
900	1,10	1,00	
1000	1,08		
1500	1,03		
2000	1,00		

Примечание. При постоянном режиме работы $K_{HL} = K_{FL} = 1$ для любой частоты вращения колес.

Таблица 3.11

Допустимые окружные скорости для различных степеней точности

Степень точности	Характеристики передачи	
	Окружные скорости в цилиндрической передаче, м/с	
	с прямыми зубьями	с косыми или шевронными зубьями
6 (повышенной точности)	до 15	до 30
7 (точные)	до 10	до 15
8 (средней точности)	до 6	до 10
9 (пониженной точности)	до 2	до 4

Таблица 3.12

Значения коэффициентов K_{HV} , K_{FV}

Степень точности	K_{HV} , K_{FV}	
	для нефланкированных зубьев	для фланкированных зубьев
6	1,0	-
7	1,2	1,0
8	1,4	1,2
9	1,7	-

Таблица 3.13

Значение коэффициента ширины цилиндрических
зубчатых колес

Тип передачи	Коэффициент ширины	Передача		
		прямозубая или косозу- бая	шевронная	раздвоен- ная
Закрытая	$\psi_{ba} = b/a_w$	0,315; 0,40; 0,50	0,50; 0,63; 0,80; 1,00	0,20; 0,25
Открытая	$\psi_{bm} = b_w/m$	10...12		5...6

Таблица 3.14

Значение коэффициента $K_{H\beta}$

ψ_{bd}	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
$HV \leq 350$	1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,08	1,09	1,10	1,11
$HV > 350$	1,01	1,02	1,05	1,08	1,12	1,17	1,22	1,27	-	-

Примечания: 1. Для закрытой цилиндрической передачи $\psi_{bd} = \psi_{ba} \frac{u \pm 1}{2}$.

2. Для открытой цилиндрической передачи $\psi_{bd} = \psi_{bm} / Z_1$.

3. При постоянной нагрузке и $HV < 350$ $K_{H\beta} = 1$.

4. Для зубчатых передач с косыми или шевронными зубьями $K_{H\beta K} = 1,2K_{H\beta}$.

Таблица 3.15

Значение коэффициента $K_{F\beta}$

ψ_{bd}	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
$HV \leq 350$	1,01	1,03	1,055	1,07	1,10	1,15	1,19	1,26	1,34	1,41
$HV > 350$	1,01	1,04	1,08	1,14	1,20	1,30	1,40	-	-	-

Примечания: 1. При постоянной нагрузке и $HV < 350$ $K_{F\beta} = 1$.

2. Для зубчатых передач с косыми или шевронными зубьями $K_{F\beta K} = K_{F\beta}$.

Проектный расчет начинается с определения межосевых расстояний по формулам, представленным в табл. 3.16, с учетом назначенных параметров по табл. 3.17, 3.18. Полученное значение межосевого расстояния округляется до ближайшего значения по табл. 3.19.

Далее производят определение величины модуля зацепления, руководствуясь табл. 3.20.

В закрытых передачах (редукторах) не рекомендуется применять модули меньше 1,5 мм и передачи 9...12-й степеней точности.

Получив расчетное значение межосевого расстояния и модуля, по табл. 3.21 определяют суммарное число зубьев цилиндрических передач.

Минимальное число зубьев шестерни передачи принимают равным $Z_{\min} = 17$, при получении меньшего количества зубьев необходимо применять зубчатые передачи со смещением и выполнять соответствующий расчет [3].

При выполнении проектного расчета зубчатой передачи для определения расчетных крутящих моментов (на ведущем для рассчитываемой ступени вала) $T_{\text{ИВ}}$, $T_{\text{ИФ}}$ коэффициенты $K_{\text{НВ}}$ и $K_{\text{ФВ}}$ назначают по вышеприведенным таблицам; степень точности цилиндрической зубчатой передачи равна 8. После определения значений делительных диаметров шестерни и зубчатого колеса необходимо, во-первых, проверить межосевое расстояние по формуле $a_{\omega} = 0,5 (d_1 + d_2)$ и тем самым узнать, будет ли передача со смещением или без смещения; во-вторых, определить фактическое значение окружной скорости, м/с, по формуле

$$V_{\phi} = \frac{\pi d n}{60 \times 1000}$$

и по величине V_{ϕ} проверить правильность принятой степени точности (по табл. 3.11). Если при проверке степень точности зубчатой передачи будет иной (кроме 9), то следует принять новые значения коэффициентов $K_{\text{НВ}}$ и $K_{\text{ФВ}}$ по табл. 3.12, 3.14, пересчитать расчетные крутящие моменты и применять их при дальнейшем расчете. При определении ширины колеса цилиндрической зубчатой передачи по формуле $b_{\omega} = \psi_{\text{ба}} a_{\omega}$ полученное значение следует округлить по ряду $R_{\text{а20}}$ в ГОСТ 6636—69 (прил. 1).

Таблица 3.16
Основные формулы для расчета зубчатой передачи

Вид передачи	Коэффициенты			Проектный расчет	Проверочный расчет	
	C	K	V			
Закрытая цилиндрическая	с прямыми зубьями	486	10720	636	$\sigma_{H1} = \frac{K}{a_{\omega}} \times \sqrt{\frac{T_{1H}(u_{\phi} \pm 1)^3}{b u_{\omega\phi}}} \leq \sigma_{HP1}$ $b_{\omega} = \psi_{ba} a_{\omega}$ округляется по ряду R _{a20} ГОСТ 12289—76	$\sigma_{F1} = \frac{VT Y_{F1}}{m_n^2 Z_1 b_1 \gamma} \leq \sigma_{FP1}$
		с косыми зубьями	412	8350	390	
Открытая цилиндрическая	$\psi_{bm} = \frac{b_{\omega}}{m}$			$m_n = \sqrt[3]{\frac{VT Y_{F1}}{Z_1 \psi_{bm} \gamma \sigma_{FP1}}}$	-	$\sigma_{F1} = \frac{VT Y_{F1}}{m_n^2 Z_1 b_{1\omega} \gamma} \leq \sigma_{FP1}$

Окончание табл. 3.16

Вид передачи	Коэффициенты			Проектный расчет	Проверочный расчет
	C	K	V		
Для передач любого типа	Размерности в формулах: напряжение — МПа; момент — Н·м; линейные величины — мм			$\sigma_{H2} = \sigma_{H1} \leq \sigma_{HP2}$	$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \leq \sigma_{FP2}$ $\frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq \sigma_{FP2}$

Примечание. Значения коэффициентов γ и Y_F приведены в табл. 3.17 и 3.18.

Таблица 3.17

Значения коэффициента γ

Тип передачи	Режим работы	γ
Закрытая	Любой	1,00
	Легкий	1,00
Открытая	Средний	0,80
	Тяжелый и непрерывный	0,65

Таблица 3.18

Значения коэффициента Y_F

Z_v	17	20	25	30	40	50	60	80	> 80
Y_F	13,44	12,84	12,24	11,93	11,62	11,46	11,37	11,34	11,30

Примечания: 1. Для цилиндрической прямозубой передачи $Z_v = Z$, для косозубой или шевронной $Z_v = Z/\cos^2\beta$.

2. Значения Y_F даны при коэффициенте смещения $X = 0$.

3. Для внутреннего зацепления $Y_F = \frac{4\pi Z_v}{Z_v + 20}$.

Таблица 3.19

**Межосевые расстояния зубчатых передач
(ГОСТ 2185—66, 2144—76, 12289—76)**

a_w	1-й ряд	100	125	160	200	250	315	400	500	630
	2-й ряд	-	140	180	225	280	355	450	560	710

Таблица 3.20

**Стандартные значения модуля для зубчатых передач
(ГОСТ 9563—60)**

m	1-й ряд	1,50	2,00	2,50	3,0	4,0	5,0	6	8	10
	2-й ряд	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11

При проверочном расчете передач желательно получить отклонение расчетных значений σ_H и σ_F от допускаемых в пределах $\pm 5\%$, перегрузка более 5% недопустима.

Получив перегрузку по контактным напряжениям более 5% , следует при расчете цилиндрической зубчатой передачи увеличить значение a_w до ближайшей стандартной величины, или принять больший коэффициент ширины (см. табл. 3.13), тем самым увеличив ширину зубчатого колеса, или принять более качественный материал. Получив перегрузку более 5% по напряжениям изгиба, следует увеличить модуль до ближайшего стандартного значения по табл. 3.20.

Для определения основных геометрических размеров элементов зубчатых передач следует использовать рекомендации и зависимости, приведенные в работе [8].

Таблица 3.21
Рекомендуемые параметры цилиндрических зубчатых передач с прямыми зубьями, мм

$a_{(0)}$														
m	100	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400	450	500
	Z_{λ}													
1,5	133	166	187	213	-	-								
2,0	100*	125*	140*	160*	180*	200*								
2,5	-	100*	112*	128*	144*	160*	180*	200*	-	-	-	-	-	-
3,0	-	-	-	107	120*	133	150*	166	187	210*	-	-	-	-
3,5	-	-	-	-	103	114	129	142	160*	180*	203	-	-	-
4,0	-	-	-	-	-	100*	112	125*	140*	157	177	200*	-	-
4,5	-	-	-	-	-	-	100*	111	124	140*	157	177	200*	-
5,0								100*	112*	126*	142*	160*	180*	200*
6,0								-	-	105*	118	133	150*	166
7,0								-	-	-	101	114	128	142
8,0								-	-	-	-	100*	112	125*
9,0								-	-	-	-	-	100*	111
10,0								-	-	-	-	-	-	100*

Примечания: 1. $Z_1 = Z_\Sigma / (u + 1)$; $Z_2 = Z_\Sigma - Z_1$.

2. Суммы чисел зубьев, отмеченные звездочкой (*), осуществимы без смещения. В этом случае для определения геометрических характеристик зубчатых колес можно использовать следующие формулы:
 $d = mZ$; $a_o = 0,5 (d_1 + d_2)$; $d_a = d + 2m$; $d_f = d - 2,5m$.

3.3. Подбор маховика для ручного управления

Маховик (его диаметр) подбирается по величине крутящего момента на ведущей шестерне приводной головки ($M_{кр1}$), т.к. они насажены на одном валу. При этом учитывается расположение маховика (вертикальное или горизонтальное) и то, сколько операторов вращает маховик. В табл. 3.22 представлены рекомендуемые величины диаметра маховиков в зависимости от величины $M_{кр1}$ и других вышеперечисленных факторов. Эти данные представлены для условий, когда задвижкой управляет человек со средними физическими данными.

Таблица 3.22

Выбор маховика для ручного управления арматурой

Диаметр маховика, мм	Управление одним оператором				Управление двумя операторами	
	Расположение маховика					
	вертикальное на уровне груди		горизонтальное на уровне груди		горизонтальное на уровне груди	
	Уси- лие, Н	Крутя- щий момент, Н·м	Уси- лие, Н	Крутя- щий момент, Н·м	Усилие, Н	Крутя- щий момент, Н·м
160	560	44,8	500	40,0	-	-
180	640	57,5	550	49,5	-	-
200	680	68,0	570	57,0	1000	100,0
225	710	80,0	610	68,6	-	-
240	750	90,0	620	74,4	1100	132,0
250	750	93,8	620	77,5	-	-
280	800	112,0	640	89,6	1180	165,2
320	830	132,8	650	104,0	1280	196,8
360	850	153,9	660	118,8	1280	230,4
400	850	170,0	680	136,0	1320	264,0
450	820	184,5	650	146,2	1350	304,0
500	750	187,5	610	152,5	1360	340,0
560	750	210,0	610	170,8	1360	381,0
640	750	240,0	610	195,2	1360	435,2
780	750	270,0	610	219,6	1390	500,2
800	750	300,0	610	244,0	1390	556,0
900	750	337,5	610	274,5	1390	626,5
1000	750	375,0	610	305,0	1390	695,0

Примечание. Диаметр маховика не должен превышать 80 % от строительной длины задвижки.

4. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ЗАДВИЖКИ

В зависимости от условий работы детали арматуры можно разделить на две группы. В первую группу входят детали, непосредственно воспринимающие давление среды: корпуса, крышки, клинья, тарелки клапанов и т.д. Во вторую входят детали, не воспринимающие непосредственно давление среды: стойки, маховики, крышка сальника, детали передач.

Нагрузки, воспринимаемые деталями арматуры, можно разделить на основные и дополнительные. К основным следует отнести нагрузки, создаваемые давлением среды и возникающие при управлении арматурой. К дополнительным относятся нагрузки, возникающие при монтаже и в процессе эксплуатации арматуры (влияние колебаний температуры, гидравлических ударов).

При расчете арматуры не могут быть точно учтены все особенности работы задвижки, поэтому арматура рассчитывается обычно только на основные нагрузки, при том что напряжения от действия дополнительных нагрузок перекрываются запасами прочности, предусмотренными при расчете.

В конструкции арматуры необходимо обеспечить статическую прочность деталей, поскольку они, как правило, воспринимают статические нагрузки. В этих условиях опасное состояние материала определяется либо возникновением больших остаточных деформаций в пластичных металлах (сталях), либо возникновением трещин в хрупких металлах (чугунах). В соответствии с этим при расчете статической прочности деталей критерием прочности для пластичных материалов является предел текучести σ_T^t , а для хрупких — предел прочности σ_B .

Для пластичных материалов также большое значение имеет соотношение между величинами σ_T^t и σ_B , которое характеризует и прочность, и пластические свойства материала. Под действием высоких напряжений и температур

в металле непрерывно протекают внутренние процессы, оказывающие существенное влияние на прочность металла и на перераспределение напряжений. Пластичность металла способствует выравниванию напряжений в отдельных точках детали и уменьшает опасность внезапного разрушения изделия, что особенно важно для арматуры высоких давлений.

В металле при высокой температуре одновременно протекают противоположные процессы: упрочнение в связи с деформацией под действием напряжений и разупрочнение в связи с действием высоких температур. В этих условиях особо важное значение приобретает явление ползучести, которое заключается в медленной и непрерывной пластической деформации металла, протекающей при постоянном напряжении. Тесно связано с явлением ползучести и явление релаксации — самопроизвольное снижение напряжений в материале при неизменной величине начальной деформации. Это явление наиболее ярко проявляется в болтах и шпильках фланцевых соединений, работающих при высоких температурах.

Детали арматуры, установленной на трубопроводе, по которому движется нагретая среда, имеют обычно температуру несколько ниже температуры среды, транспортируемой по трубопроводу, в связи с отдачей тепла в атмосферу. Поэтому допустимые напряжения для материалов принимаются по температурам от 65 до 95 % от температуры среды.

Запасы прочности по пределу текучести могут иметь следующую величину: для гладких цилиндрических деталей $n_T = 1,4...1,5$; для отливок из стали $n_T = 2,0$. Запас прочности по пределу прочности $n_B = 1,8...2,5$.

4.1. Проверка прочности корпуса и крышки

Расчет корпусов и крышек производится по отдельным элементам: стенки, фланцы, бугели и т.д.

Стенки корпусов и крышек обычно имеют сложные очертания, поэтому расчет их, как правило, выполняется для различных участков отдельно. Обычно выделяют фланцы,

участки с разной формой стенки: шаровой, цилиндрической, плоской и т.д., рассчитывают их в соответствии с условиями, в которых они работают (давление, температура и др.), а затем учитывают влияние дополнительных факторов (переходы, ребра, местные утолщения и т.д.).

4.1.1. Расчет сферических стенок

Тонкостенная шаровая оболочка, нагруженная внутренним избыточным давлением $P_{\text{раб}}$, МПа, в любом сечении имеет растягивающие напряжения одинаковой величины. При внутреннем радиусе оболочки r , мм, с толщиной стенки S_k , мм, напряжения могут быть определены по следующей формуле:

$$\sigma = P_{\text{раб}} r / S_k \leq \sigma_{\text{доп}} \quad (\text{при } S_k / r \leq 0,1);$$

для толстостенных шаровых оболочек

$$\sigma = 0,5(2r + S_k)P_{\text{раб}} / (400S_k) \leq \sigma_{\text{доп}}.$$

4.1.2. Расчет цилиндрических стенок

Для тонких стенок $S_k/D_{\text{вн}} < 0,005$ напряжения в стенке

$$\sigma = 0,5 \cdot P_{\text{раб}} \cdot D_{\text{вн}} / S_k \leq \sigma_{\text{доп}},$$

где $D_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр цилиндра, мм.

Для обеспечения прочности толстостенных цилиндров необходимо соблюдать следующее условие:

$$\sigma = (D_{\text{вн}} - S_k)P_{\text{раб}} / (230S_k) \leq \sigma_{\text{доп}}.$$

Последняя формула применима при значениях $R/r \leq 1,8$, где R — наружный диаметр цилиндров. Кроме этого, цилиндрический участок после расчета толщины стенки необходимо проверить на прочность при растяжении в продольном (осевом) направлении:

$$\sigma = 1,2 \cdot F \cdot P_{\text{раб}} / f \leq \sigma_{\text{доп}},$$

где 1,2 — коэффициент запаса на неравномерность распределения напряжений; F — площадь проходного сечения, мм²; $P_{\text{раб}}$ — рабочее давление, МПа; f — площадь поперечного сечения стенок, мм².

Расчет круглых сферических крышек (см. рис. 2.9) ведется отдельно по элементам.

1. Определяют напряжение в сферической части с учетом действия давления среды и усилий Q_0 вдоль шпинделя при закрывании:

$$\sigma_k = [P_{\text{раб}} D_0 / (4k_c S_k) + (\pi D_0 k_c S_k)] \leq \sigma_{\text{доп}},$$

где k_c — коэффициент, учитывающий влияние коррозии ($k_c \cong 0,98$).

2. Определяют напряжения среза по диаметру d_r в месте соединения коробки сальника со сферой (см. рис. 2.10):

$$\tau = [P_{\text{раб}} d_r / (4k_c S_k) + Q_0 / (\pi d_r k_c S_k)] \leq \tau_{\text{доп}},$$

где необходимо принять $d_r = D_c + 2S_k$.

3. Определяют напряжения в поддерживающих ребрах по сечению А-А (см. рис. 2.9), пренебрегая влиянием заделки опорных площадок:

$$\sigma_{\text{раб}} = 0,5Q_0 / (m_1 n_1) \leq \sigma_{\text{доп}}.$$

Напряжение в опорах под стойку при изгибе их относительно ребра

$$\sigma_{\text{изг}} = M_{\text{изг}} / W \leq \sigma_{\text{доп}},$$

где изгибающий момент $M_{\text{изг}} = 0,25Q_0 l$, а плечо изгиба $l = 0,5(a - m_1)$.

Момент сопротивления сечения $W = BH_{\text{кр}}^2 / 6$, где B и $H_{\text{кр}}$ — см. рис. 2.9.

Напряжение изгиба в ушках:

$$\sigma_{\text{изг}} = M_{\text{изг}}(y) / W_{(y)} \leq \sigma_{\text{доп}},$$

где W_y — момент сопротивления ушка (см. рис. 2.10),

$W_y = b_y h^2 / 6$. Здесь b_y — толщина ушка; h — ширина ушка $h = R_y - d_{\text{oy}} / 2$.

Изгибающий момент, действующий в ушке:

$$M_{\text{изг}}(y) = 0,125Q_c R_y,$$

где Q_c — усилие затяжки сальника, Н; R_y — радиус ушка.

4.2. Расчет фланцевого соединения

При расчете должно быть обеспечено условие, заключающееся в том, что при возникновении рабочего давления в трубопроводе запасы прочности фланцев по отношению к действующим усилиям не должны быть ниже определенной величины.

Данный расчет представляет собой расчет фланцев по допускаемым напряжениям. Здесь фланец рассматривается как консольная балка. Метод применим для $D_{\text{нф}} / D_0 \leq 2$ (см. рис. 2.8). На рис. 4.1 представлен эскиз фланца со всеми необходимыми для расчета размерами.

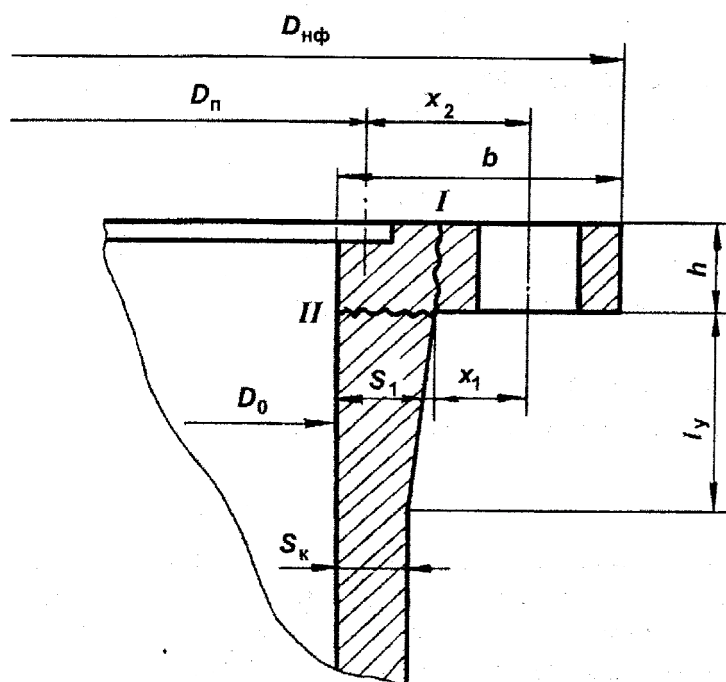


Рис. 4.1. Рассчитываемые сечения фланца

Порядок расчета представлен ниже.

1. Вычисляют усилие от давления среды:

$$Q_{\text{ср.ф}} = 0,785 D_{\text{п}}^2 P_{\text{раб.}}$$

2. Вычисляют общую расчетную нагрузку на фланец

(для беспрокладочных соединений и соединений с паронитовыми прокладками):

$$Q_{\text{бр}} = 4Q_{\text{ср.ф.}}$$

3. Определяют радиальные напряжения в сечении I — I:

$$\sigma_I = 6Q_{\text{бр}} X_1 K_1 / (\pi h^2 (D_0 + 2S_1)).$$

4. Определяют осевые напряжения в сечении II — II:

$$\sigma_{II} = 6Q_{\text{бр}} X_2 K_2 / (\pi S_1^2 (D_0 + S_1)).$$

Здесь $K_1 = (3mn^2 + 1,8mn) / (1 + 3mn^2 + 1,8mn)$;

$$K_2 = (3mn^2) / (1 + 3mn^2 + 1,8mn);$$

$$m = (D_0 + S_1) / (D_{\text{нар}} - D_0); \quad n = S_1 / h.$$

5. Полученные значения напряжений σ_I и σ_{II} не должны превышать допускаемые:

$$\sigma_{\text{доп}} = \sigma_T^t / n_T,$$

где σ_T^t — предел текучести материала фланца, определяемый по температуре, составляющей 95% от температуры рабочей среды; n_T — коэффициент запаса прочности (принять $n_T = 2,0$).

4.3. Расчет стоек

Стойки задвижек могут иметь колонковую или трубчатую конструкцию. Стойка подвергается растяжению усилием, равным Q_0 при закрывании задвижки, или сжатию усилием Q'_0 при открывании. Крутящий момент подвергает колонки изгибу, а в трубе создает напряжение кручения.

В стойках колонковой конструкции проверяются величины напряжений в сечениях А — А и Б — Б (см. рис. 2.12).

Напряжения в сечении А — А

$$\sigma_{\Sigma(A-A)} = \sigma_{\text{раст}} + \sigma_{\text{изг}},$$

где $\sigma_{\text{раст}} = Q_0 / 2f$ — напряжение растяжения, МПа;

$\sigma_{\text{изг}} = M_{\text{изг}} / W_A$ — напряжение изгиба, МПа.

Здесь Q_0 — расчетное усилие вдоль шпинделя, берется по силовому расчету задвижки, Н;
 $f = f_1 + f_2 = b_1 h_1 + b_2 h_2$ — площадь сечения, подвергаемая растяжению, мм²; $M_{изг} = M_{кр}(H_0 + e) / [2(L_c + 2e)]$ — изгибающий момент в сечении А — А, создаваемый усилиями, образуемыми от крутящего момента и приложенными на наибольшем расстоянии ($H_0 + e$) от сечения А — А, Н·мм;
 $e = [(0,5f_1 b_1 + f_2(b_1 + 0,5b_2))] / f$ — расстояние от центра тяжести сечения тавра до оси В — В, мм; $W_A = (b_1 h_1^3 + b_2 h_2^3) / h_1$ — момент сопротивления в сечении А — А, мм³.

В сечении Б — Б возникает напряжение изгиба, равное (условно) $\sigma_{изг(Б-Б)} = M_{изг} / W_B = Q_0 X / 4W_B$, где X — плечо изгиба, мм; $X = [(n_2 - b_1)(h_1 - h_2) + b_2(a - h_1)] / \sqrt{4b_2^2 + (h_1 - h_2)^2}$, W_B — момент сопротивления в сечении Б — Б, мм³, $W_B = BH_c^2 / 6$; B — параметр, мм,

$$B = 0,5m_2 \sqrt{4b_2^2 + (h_1 - h_2)^2} / b_2.$$

В колонках трубчатого типа рассчитывается на растяжение и кручение трубчатая часть в наиболее узком месте.

В конечном итоге условие прочности проверяется по условию

$$\begin{aligned} \sigma_{\Sigma(A-A)} &\leq \sigma_{доп}; \quad \sigma_{изг(Б-Б)} \leq \sigma_{доп}; \\ \sigma_{доп} &= \sigma_T^t / n_T; \quad n_T = 1,8; \quad t_c = 0,65t_{среды}. \end{aligned}$$

4.4. Расчет шпинделя

Расчет сечений, работающих на растяжение или сжатие, проводится по методу допускаемых напряжений. Расчет сечения ведется по формуле

$$Q_{расч} \leq f_p \sigma_{доп},$$

где $Q_{расч}$ — расчетная нагрузка, Н (в данном случае это Q_0 или Q'_0); f — рабочее сечение шпинделя (определяется

по минимальному диаметру), мм²; $\sigma_{\text{доп}}$ — допускаемое напряжение, МПа.

Значение величины допускаемого напряжения определяется из выражений

$$\sigma_{\text{доп}} = \sigma_T / n_{\text{шп}}; \quad \tau_{\text{доп.кр}} \cong 0,65\sigma_{\text{доп}},$$

где $n_{\text{шп}}$ — запас прочности для шпинделя (выбирается в зависимости от вида нагрузки и отношения предела текучести к пределу прочности).

Значения допускаемых напряжений для сталей шпинделей выбираются по таблицам главы 2.

Сечения, работающие на кручение, обычно рассчитываются по методу допускаемых напряжений: $M_{\text{расч}} \leq W_{\text{к}} \tau_{\text{доп}}$, где $M_{\text{расч}}$ — расчетный момент, Н·мм (здесь необходимо принимать M или M' из п. 2.3.4); $W_{\text{к}}$ — момент сопротивления при кручении, мм³; $\tau_{\text{доп}}$ — допускаемое напряжение при кручении.

Дополнительно необходимо проверить на прочность по срезу штифт (см. рис. 2.4), соединяющий шпиндель с тарелкодержателем. В качестве нагружающего усилия необходимо принять наибольшее усилие на шпинделе в начальный момент открывания Q'_0 (см. п. 2.3.3).

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{Q'_0}{0,5\pi d_{\text{шт}}^2} \leq \tau_{\text{ср.доп}},$$

где $d_{\text{шт}}$ — диаметр штифта.

При использовании в конструкции Т-образного шпинделя, размеры которого были выбраны конструктивно (см. рис. 2.5), для выступов выполняются следующие расчеты:

на смятие

$$Q'_0 \leq 2lb\sigma_{\text{см.доп}}, \quad \sigma_{\text{см.доп}} \approx 0,8\sigma_T;$$

на изгиб

$$Q'_0 \leq 2h_6 l \tau_{\text{доп}};$$

на срез

$$Q'_0 \leq \frac{4}{3} \frac{lh_6^2}{M + n - 2m} \sigma_{\text{изг.доп}}.$$

4.5. Расчет крышки сальника

Крышка сальника (нажимная планка) работает только на изгиб. Конструкция крышки и ее расчетная схема представлены на рис. 4.2.

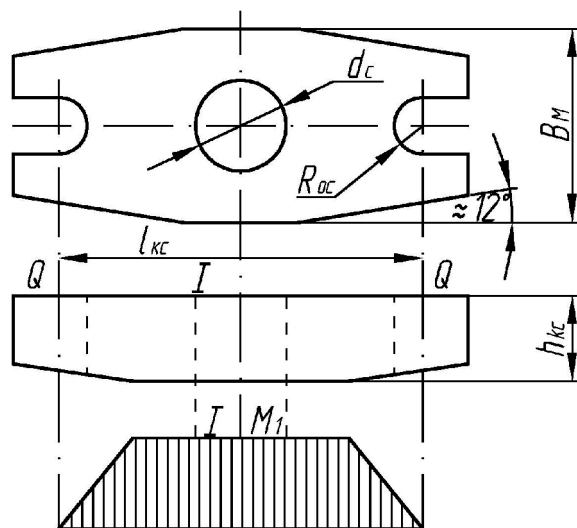


Рис. 4.2. Нажимная планка

При конструировании крышки необходимо соблюдать следующие рекомендации: $d_c \approx d_{шп} + (3...4 \text{ мм})$, $B_M \approx (1,8...2,0)d_{шп}$; $R_{oc} \approx d_{oc}/2 + 1,0 \text{ мм}$, где d_{oc} — диаметр болтов сальника (см. п. 2.2).

Расчетные формулы для крышки сальника:

$\sigma_{изг} = M_I / W \leq \sigma_{доп.изг}$; $M_I = Q((I_{кc} - d_c)0,5)$; $Q = Q_c / 2$, где Q_c — усилие затяжки сальника (см. п. 2.2).

$$W = ((B_M - d_c)h_{кc}^2) / 6.$$

В качестве материала крышки сальника можно назначить сталь 20Л или 25Л. Расчет допустимых напряжений изгиба крышки

$$\sigma_{доп.изг} = \sigma_T / n_T,$$

где σ_T — напряжение текучести (принять при температуре 20 °С); n_T — коэффициент запаса прочности, $n_T = 2,3...2,5$.

5. СОЕДИНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ. ДОПУСКИ НА ИЗГОТОВЛЕНИЕ. ВЫБОР ПОСАДОК

При изготовлении задвижки особое внимание следует уделить вопросам взаимозаменяемости и унификации. Это отражается на стоимости изделия и его ремонтпригодности.

В конструкторской практике применяются в основном два метода выбора допусков и посадок.

Метод подобия. Он заключается в том, что конструктор выбирает на основе однотипных машин, ранее сконструированных и оправдавших себя в эксплуатации, случаи применения составных частей (сборочных единиц), подобных проектируемой, и по аналогии назначает допуски и посадки.

Расчетный метод. Этот метод требует согласования качеств, допусков и посадок при проектировании машин и других изделий с расчетными величинами.

При выборе и назначении допусков и посадок конструктор всегда должен исходить из того, что изготовление деталей по качеству, соответствующему большей точности, т.е. с малым допуском, связано с повышением себестоимости из-за больших трудовых и материальных затрат на оборудование, приспособления, инструмент и контроль. Но при этом обеспечиваются высокая точность сопряжений, высокие эксплуатационные показатели изделия в целом.

Изготовление деталей по качествам с расширенными допусками проще, не требует точного оборудования и отделочных технологических процессов, однако точность сопряжений и, следовательно, долговечность машин снижаются.

Таким образом, перед конструкторами всегда стоит задача — рационально, на основе технико-экономических расчетов разрешать противоречия между требованиями эксплуатации и технологическими возможностями, исходя в первую очередь из выполнения первых.

В учебной практике проще пользоваться методом подобия. Вместе с тем при необходимости уточнений нужно уметь обращаться к справочным таблицам стандартных величин допусков и предельных отклонений.

Допуски на изготовление деталей устанавливаются в соответствии с ЕСДП либо ГОСТами. Посадки выбирают в зависимости от назначения и условий работы оборудования и механизмов, их точности, условий сборки. При этом необходимо учитывать и возможность достижения точности при различных методах обработки изделия. В первую очередь должны применяться предпочтительные посадки. В конструкторской документации основного производства арматуры посадки должны назначаться в системе отверстия. Посадки системы вала целесообразны при использовании некоторых стандартных деталей (например, для наружных колец подшипников качения) и в случаях применения вала постоянного диаметра по всей длине для установки на него нескольких деталей с различными посадками.

Допуски отверстия и вала в посадке не должны отличаться более чем на 1—2 квалитета. Большой допуск, как правило, назначают для отверстия. Зазоры и натяги следует рассчитывать для большинства типов соединений, в особенности для посадок с натягом, подшипников жидкостного трения и др.

Посадки с зазором. Сочетание отверстия **H** с валом **h** (скользящие посадки) применяют главным образом в неподвижных соединениях при необходимости частой разборки (сменные детали), если требуется легко передвигать или поворачивать детали одну относительно другой при настройке или регулировании, для центрирования неподвижно скрепляемых деталей.

Посадку **H7/h6** применяют:

- для сменных зубчатых колес в станках;
- в соединениях с короткими рабочими ходами, например для хвостовиков пружинных клапанов в направляющих втулках (применима также посадка **H7/g6**);

- для соединения деталей, которые должны легко передвигаться при затяжке;
- для точного направления при возвратно-поступательных перемещениях (поршневой шток в направляющих втулках насосов высокого давления);
- для центрирования корпусов под подшипники качения в оборудовании и различных машинах.

Посадку **H8/h7** используют для центрирующих поверхностей при пониженных требованиях к соосности.

Посадки **H8/h8**, **H9/h8**, **H9/h9** применяют для неподвижно закрепляемых деталей при невысоких требованиях к точности механизмов, небольших нагрузках и необходимости обеспечить легкую сборку (зубчатые колеса, муфты, шкивы и другие детали, соединяющиеся с валом шпонкой; корпуса подшипников качения, центрирование фланцевых соединений), а также в подвижных соединениях при медленных или редких поступательных и вращательных перемещениях.

Посадку **H11/h11** используют для относительно грубо центрированных неподвижных соединений (центрирование фланцевых крышек), для неотчетливых шарниров.

Посадка **H7/g6** характеризуется минимальной по сравнению с остальными величиной гарантированного зазора. Применяют в подвижных соединениях для обеспечения герметичности (например, золотник во втулке пневматической сверлильной машины), точного направления или при коротких ходах (клапаны в клапанной коробке) и др. В особо точных механизмах применяют посадки **H6/g5** и даже **H5/g4**.

Посадку **H7/f7** применяют в подшипниках скольжения при умеренных и постоянных скоростях и нагрузках, в том числе в коробках скоростей; центробежных насосах; для вращающихся свободно на валах зубчатых колес, а также колес, включаемых муфтами; для направления толкателей в двигателях внутреннего сгорания. Более точную посадку этого типа — **H6/f6** — используют для точных подшипников, распределителей гидравлических передач легковых автомобилей.

Посадки **H7/e7**, **H7/e8**, **H8/e8** и **H8/e9** применяют в подшипниках при высокой частоте вращения (в электродвигателях, в механизме передач двигателя внутреннего сгорания), при разнесенных опорах или большой длине сопряжения, например для блока зубчатых колес в станках.

Посадки **H8/d9**, **H9/d9** применяют, например, для поршней в цилиндрах паровых машин и компрессоров, в соединениях клапанных коробок с корпусом компрессора. Более точные посадки этого типа — **H7/d8**, **H8/d8** — применяют для крупных подшипников при высокой частоте вращения.

Посадка **H11/d11** применяется для подвижных соединений, работающих в условиях пыли и грязи, для центрирования крышек паровых цилиндров с уплотнением стыка кольцевыми прокладками.

Переходные посадки. Предназначены для неподвижных соединений деталей, подвергающихся при ремонтах или по условиям эксплуатации сборке и разборке. Взаимная неподвижность деталей обеспечивается шпонками, штифтами, нажимными винтами и т.п. Менее тугие посадки назначают при необходимости в частых разборках соединения, если требуется высокая точность центрирования, при ударных нагрузках и вибрациях.

Посадка **H7/p6** (типа глухой) дает наиболее прочные соединения. Примеры применения:

- для зубчатых колес, муфт, кривошипов и других деталей при больших нагрузках, ударах или вибрациях в соединениях, разбираемых обычно только при капитальном ремонте;
- посадка установочных колец на валах малых и средних электромашин;
- посадка кондукторных втулок, установочных пальцев, штифтов.

Посадка **H7/k6** (типа напряженной) в среднем дает незначительный зазор (1...5 мкм) и обеспечивает хорошее центрирование, не требуя значительных усилий для сборки

и разборки. Применяется чаще других переходных посадок: для посадки шкивов, зубчатых колес, муфт, маховиков (на шпонках), втулок подшипников.

Посадка **H7/js6** (типа плотной) имеет большие средние зазоры, чем предыдущая, и применяется взамен ее при необходимости облегчить сборку.

Посадки с натягом. Выбор посадки производится из условия, чтобы при наименьшем натяге были обеспечены прочность соединения и передача нагрузки, а при наибольшем натяге — прочность деталей.

Посадку **H7/p6** применяют при сравнительно небольших нагрузках (например, посадка на вал уплотнительного кольца).

Посадки **H7/g6**, **H7/s6**, **H8/s7** используют в соединениях без крепежных деталей при небольших нагрузках (например, втулка в головке шатуна пневматического двигателя) и с крепежными деталями при больших нагрузках (посадка на шпонке зубчатых колес и муфт в прокатных станах, нефтебуровом оборудовании и др.).

ГОСТ 25670—83 (СТ СЭВ 302—76) устанавливает предельные отклонения размеров гладких элементов деталей машин и приборов, если эти отклонения не указываются непосредственно у размеров, а оговариваются общей записью.

Неуказанные предельные отклонения линейных размеров, кроме радиусов закруглений и фасок, должны назначаться одним из двух способов:

- по квалитетам, приведенным в ГОСТ 25346—82 и ГОСТ 25348—82: для номинальных размеров менее 1 мм — квалитеты 11—13; для номинальных размеров от 1 до 10 000 мм — квалитеты 12—17;
- по классам точности ГОСТ 25670—83, которые условно называются точный, средний, грубый и очень грубый. Допуски по классам точности обозначаются буквой *t* с индексом 1, 2, 3 и 4 для классов точности соответственно точного, среднего, грубого и очень грубого (*t*₁, *t*₂, *t*₃, *t*₄).

Неуказанные предельные отклонения размеров, получаемых обработкой резанием, предпочтительно назначать по качеству 14 или среднему классу точности.

Общая запись неуказанных предельных отклонений размеров различных элементов в технических требованиях должна состоять из сочетаний, приведенных в табл. 5.1.

Допускается общей записью оговаривать неуказанные симметричные предельные отклонения по качествам $\pm IT/2$.

Таблица 5.1

Варианты записи неуказанных предельных отклонений размеров в технических требованиях

Вариант	Размеры валов		Размеры отверстий		Размеры элементов, не относящихся к отверстиям и валам
	круглых (диаметры)	остальных	круглых (диаметры)	остальных	
1	-IT		+IT		$\pm t/2$
2*	-t		+t		$\pm t/2$
3	$\pm t/2$				
4	-IT	$\pm t/2$	$\pm IT$	$\pm t/2$	$\pm t/2$

* Вариант 2 применять не рекомендуется.

Принятые обозначения:

-IT — односторонние предельные отклонения от номинального размера в минус по качеству (соответствуют валу h);

+IT — односторонние предельные отклонения от номинального размера в плюс по качеству (соответствуют отверстию H);

-t — односторонние предельные отклонения от номинального размера в минус по классу точности;

+t — односторонние предельные отклонения от номинального размера в плюс по классу точности;

$\pm t$ — симметричные предельные отклонения по классу точности.

Точность геометрических параметров деталей характеризуется не только точностью размеров их элементов,

но и точностью формы и взаимного расположения поверхностей. Отклонения формы и расположения поверхностей возникают в процессе обработки деталей вследствие неточности и деформации станка, инструмента и приспособления; деформации обрабатываемого изделия; неравномерности припуска на обработку; неоднородности материала заготовки и т. п.

В подвижных соединениях эти отклонения приводят к уменьшению износостойкости деталей из-за повышенного удельного давления на выступах неровностей, к нарушению плавности хода, шуму и т. д. В неподвижных соединениях отклонения формы и расположения поверхностей вызывают неравномерность натяга, вследствие чего снижаются прочность соединения, герметичность и точность центрирования.

В сборках эти погрешности приводят к погрешностям базирования деталей друг относительно друга, деформациям, неравномерным зазорам, что вызывает нарушения нормальной работы отдельных узлов и механизма в целом; например, подшипники качения весьма чувствительны к отклонениям формы и взаимного расположения посадочных поверхностей. Отклонения формы и расположения поверхностей снижают технологические показатели изделий. Так, они существенно влияют на точность и трудоемкость сборки и повышают объем пригоночных операций, снижают точность измерения размеров, влияют на точность базирования детали при изготовлении и контроле.

Предельные отклонения формы и расположения поверхностей указывают на чертежах или в технических требованиях. При обозначении на чертеже данные о предельных отклонениях формы и расположения поверхностей указывают в прямоугольной рамке, разделенной на две или три части: в первой части помещают условное обозначение отклонения, во второй — предельное отклонение в миллиметрах и в третьей — буквенное обозначение базы или другой плоскости, к которой относится отклонение.

Условные обозначения отклонений формы и расположения поверхностей приведены в табл. 5.2.

Таблица 5.2

Условные обозначения допусков формы
и расположения поверхностей

Вид допуска	Условное обозначение	Вид допуска	Условное обозначение
Допуски формы			
	прямолинейности		плоскостности
	круглости		цилиндричности
	профиля продольного сечения		
Допуски расположения			
	параллельности		перпендикулярности
	наклона		пересечения осей
	соосности		позиционного расположения
	симметричности		
Суммарные допуски расположения и формы			
	радиального или торцевого биения		полного радиального или торцевого биения
	формы заданного профиля		формы заданной поверхности

Численные значения предельных отклонений принимаются в процентах от выбранных отклонений на изготовление детали в зависимости от точности соединения — нормальной, повышенной, особо высокой.

Класс точности изготовления изделия влияет и на качество обработки поверхности. Условные знаки обозначения шероховатости поверхности, а также способы нанесения их на чертеже регламентируются ГОСТ 2.309—73. В табл. 5.3 приведены параметры шероховатости при различных качествах и методах обработки для получения данного уровня шероховатости.

Таблица 5.3

Связь метода и уровня качества обработки поверхности

Метод обработки	Квалитет ЕСДП	Шероховатость поверхности Ra, мкм
Наружное точение: получистовое чистовое	12...14 9...11	2,5...10 0,63...2,5
Растачивание: получистовое чистовое	10...14 8...9	5...10 0,63...2,5
Сверление чистовое	11...13	5...10
Развертывание: получистовое чистовое	9...10 7...8	5...10 0,63...2,5
Зенкерование чистовое	8...11	2,5...5
Фрезерование: чистовое тонкое	11...14 8	2,5...5 0,05...0,32
Шлифование: получистовое чистовое	8...11 6...9	2,5...5 0,32...2,5

Во многих случаях прочность деталей машин зависит от чистоты обработки поверхностей детали. Установлено, что наличие рисок, глубоких и острых царапин создает очаги концентрации внутренних напряжений, которые в дальнейшем приводят к разрушению детали. Та-

кими очагами могут являться также впадины между гребешками микронеровностей. Это не относится к деталям, изготовляемым из чугунов и цветных сплавов, в которых концентрация напряжений возможна в меньшей степени.

Шероховатость, отклонения формы и расположения поверхностей деталей, возникающие при изготовлении, а также в процессе работы машины под влиянием силовых и температурных деформаций и вибраций, уменьшают контактную жесткость стыковых поверхностей деталей и изменяют установленный при сборке начальный характер посадок.

В подвижных посадках, когда трущиеся поверхности деталей разделены слоем смазочного материала и непосредственно не контактируют, погрешности приводят к неравномерности зазора продольных и поперечных сечений, что нарушает ламинарное течение смазочного материала, повышает температуру и снижает несущую способность масляного слоя.

От шероховатости поверхности зависит также устойчивость поверхности против коррозии. Чем выше класс чистоты поверхности, тем меньше площадь соприкосновения с коррелирующей средой, тем меньше влияние среды. Чем глубже впадины микронеровностей и чем резче они очерчены, тем больше разрушающее действие коррозии, направленное в глубь металла.

6. СБОРКА И ИСПЫТАНИЕ АРМАТУРЫ

Запорная задвижка работает следующим образом: при вращении маховика против часовой стрелки через ходовую втулку шпиндель совершает поступательное движение совместно с клиновым затвором, и происходит открытие проходных отверстий седел вследствие нарушения плотного контакта уплотнительных полей седел и клина, т.е. происходит открытие клиновой задвижки.

Закрытие клиновой задвижки производят вращением маховика по часовой стрелке. При этом через ходовую втулку шпиндель совершает поступательное движение совместно с клиновым затвором, последний вступает в плотный контакт с уплотнительными полями седел, тем самым запирая проходные отверстия седел, и предотвращает прохождение проводимой среды через клиновую задвижку.

Для долгосрочной и качественной работы задвижки следует уделить внимание процессу сборки и последующих испытаний изделия.

Сборка всех видов энергетической арматуры высоких параметров как завершающая операция по изготовлению этих изделий должна одновременно являться и контрольной операцией по проверке правильности их изготовления и ремонта.

Технологический процесс сборки должен учитывать специфичность энергетической арматуры высоких параметров, заключающуюся в том, что большинство деталей изделий изготавливается из специальных сталей и значительное количество поверхностей обрабатываются по очень высоким классам чистоты.

В первую очередь должны быть предусмотрены соответствующие условия подачи деталей на сборку, хранения их в процессе сборки, а также подачи на сборку деталей, признанных годными после их всесторонней проверки.

Перед установкой все детали должны быть тщательно очищены, протерты и осмотрены, корпуса продуты сжатым воздухом, тщательно очищены.

После притирки уплотнительные поверхности седел должны быть тщательно протерты, а остатки притирочной пасты удалены из корпуса.

При сборке узлов самоуплотняющихся соединений корпусов с крышками должна быть предусмотрена предварительная проверка следующих сопряжений: а) крышки с корпусом; при этом крышка опускается в корпус до крайнего нижнего положения, измеряется радиальный зазор между этими деталями и глубина опускания крышки; б) сальникового кольца с корпусом и крышкой; при этом должны быть проверены радиальные зазоры между кольцом и крышкой и между кольцом и корпусом.

Сборка корпуса задвижки происходит следующим образом. Крышка садится на прокладку, предварительно смазанную смесью из графита и масла. Она обеспечивает не только дополнительную герметичность, но и не дает двум половинкам задвижки намертво слипнуться при длительной эксплуатации.

При сборке крышки со шпинделем или штоком особое внимание должно быть уделено сборке сальникового уплотнения и упорных и радиальных шарикоподшипников. При сборке сальникового уплотнения необходимо не только обеспечить хорошее уплотнение и легкий ход шпинделя относительно крышки, но и его центровку относительно крышки. Для этого шпиндель должен быть подтянут шпиндельной втулкой вверх до упора его конусной поверхности в конусную поверхность втулки крышки.

Центровка верхнего конца штока по сальниковой камере обеспечивается специальной оправкой, с помощью которой каждое кольцо уплотнения направляется к своему месту в сальниковой камере. Наружный и внутренний диаметры оправки должны иметь такие размеры, которые в сопряжении с диаметрами расточки сальниковой камеры и штока обеспечивали бы их concentricity.

При сборке сальникового уплотнения необходимо проверять зазоры между поверхностью гладкой части шпинделя и поверхностями сальникового кольца и грун-буксы. Зазоры проверяют щупом, а также визуально осма-

тривают поверхности гладкой части шпинделя и выявляют на ней следы касания. Для этого 2—3 раза перемещают шпиндель (или шток) в его крайние положения. Между шпинделем и нажимной планкой (когда она расположена перпендикулярно оси шпинделя) должен быть равномерный зазор по всей окружности.

Сальник задвижки набивают следующим образом: вокруг шпинделя кольцами закладывают сальниковую набивку. Для образования колец сальниковую набивку предварительно разрезают на отдельные куски так, чтобы концы их сходились встык, а не находили один на другой. Кольца сальниковой набивки укладывают одно на другое со смещением стыков на 90° . При сборке сальникового уплотнения следует постепенно опрессовывать сальниковую набивку по всей высоте сальниковой камеры, начиная с нижних колец. Это обеспечит хорошее и надежное уплотнение шпинделя при его легком ходе. Затем плотно прижимают грундбуксой сальниковую набивку, следя за тем, чтобы шпиндель повертывался свободно. После укладки набивки сальниковую крышку ставят на место и стягивают ее болтами.

Заполнение сальниковой камеры набивкой считается законченной, когда грундбукса входит в сальниковую камеру на глубину 3—5 мм, при этом резьба шарнирных болтов должна выходить из гаек на одну-две нитки.

При ремонте арматуры без снятия с трубопровода для замены набивки сальника отвертывают гайки откидных болтов, снимают сальниковую крышку (нажимную планку), вынимают грундбуксу, удаляют старую сальниковую набивку и ставят новую.

Перед сборкой ходовой гайки со шпинделем и шарикоподшипниками необходимо тщательно (механизированным способом) натереть графитом рабочие поверхности трапецеидальной резьбы шпинделя и втулки. Упорные шарикоподшипники должны хорошо прилегать как к поверхностям упорного пояска ходовой гайки, так и к опорной поверхности горловины стойки.

При правильном изготовлении всех деталей узла и правильной его сборке упорная гайка после затяжки должна стать так, чтобы ее верхний торец примерно совпадал с верхним торцом горловины стойки. Несовпадение этих поверхностей может произойти только из-за отклонений, допущенных при изготовлении деталей, или из-за неправильной сборки. В таких случаях должна быть проведена соответствующая проверка деталей и сборки этого узла.

При сборке резьбовых соединений необходимо соблюдать следующие условия:

- перед сборкой поверхности резьбы тщательно очистить от грязи и стружки и продуть сжатым воздухом;
- детали с резьбой должны свинчиваться свободно; тугое свинчивание их не допускается;
- резьбу надо тщательно смазать графитом (слегка смоченным водой);
- при установке резьбовых шпилек, ввинчиваемых одним концом в отверстия, следует строго следить за тем, чтобы все шпильки были затянуты на бе-ге резьбы и чтобы их оси были перпендикулярны (в пределах заданных допусков) к поверхностям сверления отверстия;
- при установке во фланцевые соединения шпильки должны выступать над поверхностью фланца на заданную высоту.

При сборке фланцевых соединений, уплотняемых металлическими рифлеными прокладками, необходимо соблюдать следующие условия:

- уплотнительные поверхности фланцев и рифленую прокладку перед сборкой тщательно протереть, проверить отсутствие повреждений на них и на центрирующих заточках фланцев, которые могут нарушить правильность центровки фланцев;
- проверить глубину центрирующей заточки, высоту центрирующего выступа и толщину рифленой

- прокладки с тем, чтобы можно было правильно вести посадку и затяжку фланцевого соединения;
- затягивать фланцевое соединение следует путем последовательной затяжки противоположно лежащих гаек. При этом первые две пары противоположно лежащих гаек следует доводить только до упора в поверхность фланца с тем, чтобы не перекосить свинчиваемые детали. После первоначальной легкой подтяжки гаек для обеспечения правильного равномерного обжатия рифленой прокладки можно проводить постепенную затяжку противоположно лежащих гаек до необходимой плотности.

Шпилечное крепление фланцевых соединений крупной арматуры целесообразно затягивать специальным механизированным приспособлением, допускающим регулирование величины крутящего момента. При отсутствии такого приспособления целесообразно затягивать фланцевые соединения мерным ключом и динамометром с заданным крутящим моментом.

Равномерность затяжки крепежных деталей фланцевого соединения необходимо контролировать замером зазора между соединяемыми фланцами с помощью щупов в шести-восьми точках, равномерно расположенных по окружности.

Сборка привода с арматурой

Особенность конструкций приводов, применяемых в энергетической арматуре высоких параметров, заключается в том, что они являются ее неотъемлемой частью и автономно не могут быть использованы, так как и электропривод, и ручной привод вращательного движения не имеют своего выходного вала. Червячное колесо электропривода или зубчатое колесо ручного привода насаживается непосредственно на ходовую гайку арматуры. Одновременно корпуса этих приводов надеваются на заточку горловины стойки арматуры.

Учитывая это, перед установкой приводов на арматуру следует проверить правильность их сборки на специальных стендах.

При установке электропривода на арматуру должно быть уделено особое внимание:

- одновременной свободной посадке корпуса и шестерни привода;
- правильности сопряжений в шпоночных соединениях зубчатого или червячного колеса с ходовой гайкой;
- правильности положения стопорных винтов относительно отверстий в горловине стойки.

У ручных приводов с цилиндрическими или коническими зубчатыми колесами, кроме этого, следует проверить правильность зубчатого зацепления.

После установки электропривода на арматуру следует проверить передачу движения от привода при ручном управлении к ходовой части арматуры.

Если ходовая часть арматуры приводится в движение ручным приводом, следует обратить внимание на отсутствие задевания шпинделя о внутреннюю стенку трубы и проверить, не упирается ли он в донышко при крайнем верхнем положении ходовой части.

7. ОФОРМЛЕНИЕ ПРОЕКТА

7.1. Указания к оформлению графических документов

Графические документы должны выполняться в соответствии с требованиями стандартов ЕСКД:

- ГОСТ 2.004—88 ЕСКД «Общие требования к выполнению конструкторских и технологических документов на печатающих и графических устройствах вывода ЭВМ»;
- ГОСТ 2.109—73 ЕСКД «Основные требования к чертежам».

Графические документы рекомендуется выполнять в редакторах Autocad, Compas и окончательно оформлять после проверки руководителем. Проработка конструкции должна быть достаточно полной и содержать в необходимых случаях виды, разрезы, сечения, выносные элементы.

Чертежи разрезов оборудования, сборочный чертеж одного из его узлов или агрегатов должны выполняться на листах формата А1 в масштабе 1:1; 1:2; 1:2,5; 1:4 или 1:5. Шрифт на чертежах при указании размеров, позиций и технических требований должен быть одного типа и размера.

Сборочный чертеж содержит (ГОСТ 2.109—73):

- изображение сборочной единицы с минимальным, но достаточным количеством видов, разрезов и сечений, дающих представление о расположении и взаимной связи составных частей, соединяемых по данному чертежу, и обеспечивающих возможность сборки и контроля;
- размеры — габаритные, установочные и присоединительные, посадочные, межосевые расстояния;
- номера позиций по спецификации;
- текстовую часть (техническая характеристика, технические требования).

Номера позиций располагают на выносных полках параллельно основной надписи чертежа вне контура изо-

бражения и группируют в колонку или строчку по возможности по одной линии. Линии-выноски не должны пересекаться между собой, не должны быть горизонтальными, вертикальными или параллельными линиям штриховки, по возможности не должны пересекать размерные линии. Высота шрифта номеров позиций должна быть 7...10 мм. Для группы крепежных деталей допускается делать общую линию-выноску с вертикальным расположением позиций.

Пример оформления сборочного чертежа задвижки запорной в сборе приведен на рис. 7.1, корпуса задвижки — на рис. 7.2.

К сборочным чертежам составляется спецификация согласно ГОСТ 2.108—68. Спецификацию выполняют на отдельных листах формата А4 и размещают в конце пояснительной записки. При малом объеме спецификации допускается ее совмещение со сборочным чертежом. В общем случае спецификация включает следующие разделы:

- документация;
- сборочные единицы;
- детали;
- стандартные изделия;
- материалы.

В спецификацию (прил. 16) вносят составные части изделия, а также конструкторские документы, относящиеся к нему, и записывают только те объекты, которые разрабатываются в курсовом проекте. Обозначения сборочных единиц и деталей, для которых не разрабатываются чертежи, в спецификацию не записывают.

Для выполнения рабочих чертежей деталей допускается использовать форматы А2 и А3. Изображение должно содержать минимальное количество видов, разрезов и сечений, достаточное для выявления формы детали и постановки размеров. На рабочих чертежах (рис. 7.3, 7.4) проставляют размеры, указывают отклонения, допуски и шероховатость поверхности, формируют технические требования.

Надписи на чертежах, технические требования и таблицы наносят согласно ГОСТ 2.316—68. Необходимо выполнять следующие требования:

- содержание текста должно быть кратким и точным;
- текст должен быть расположен параллельно основной надписи;
- текст технических требований помещают над основной надписью;
- пункты технических требований имеют сквозную нумерацию, заголовок «Технические требования» не пишут;
- размещение текста допускается выполнять в две колонки, каждая шириной не более 185 мм;
- при необходимости указания технической характеристики изделия ее размещают отдельно от технических требований с самостоятельной нумерацией пунктов под заголовком «Технические требования»; оба заголовка не подчеркивают.

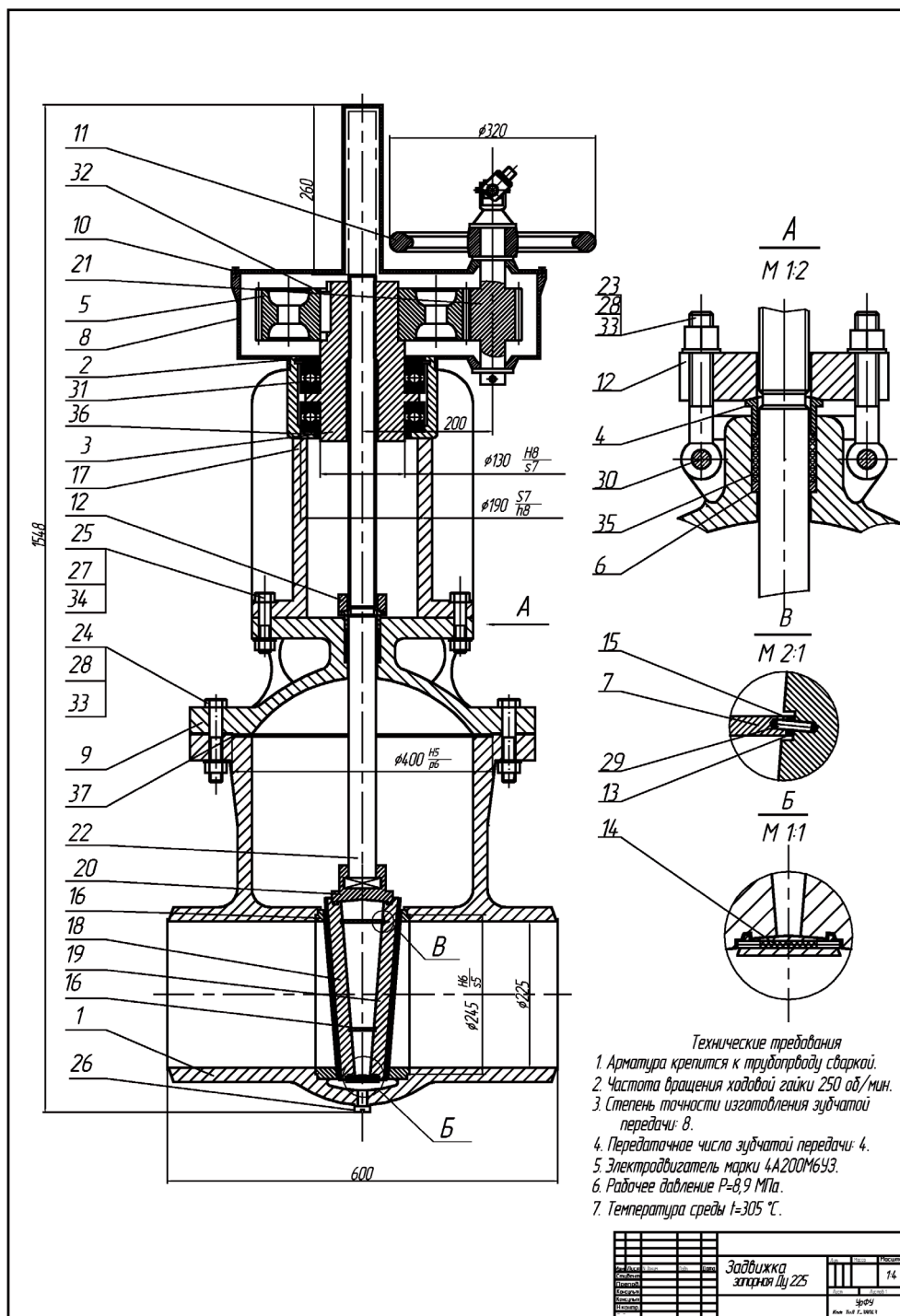


Рис. 7.1. Задвижка запорная. Сборочный чертеж

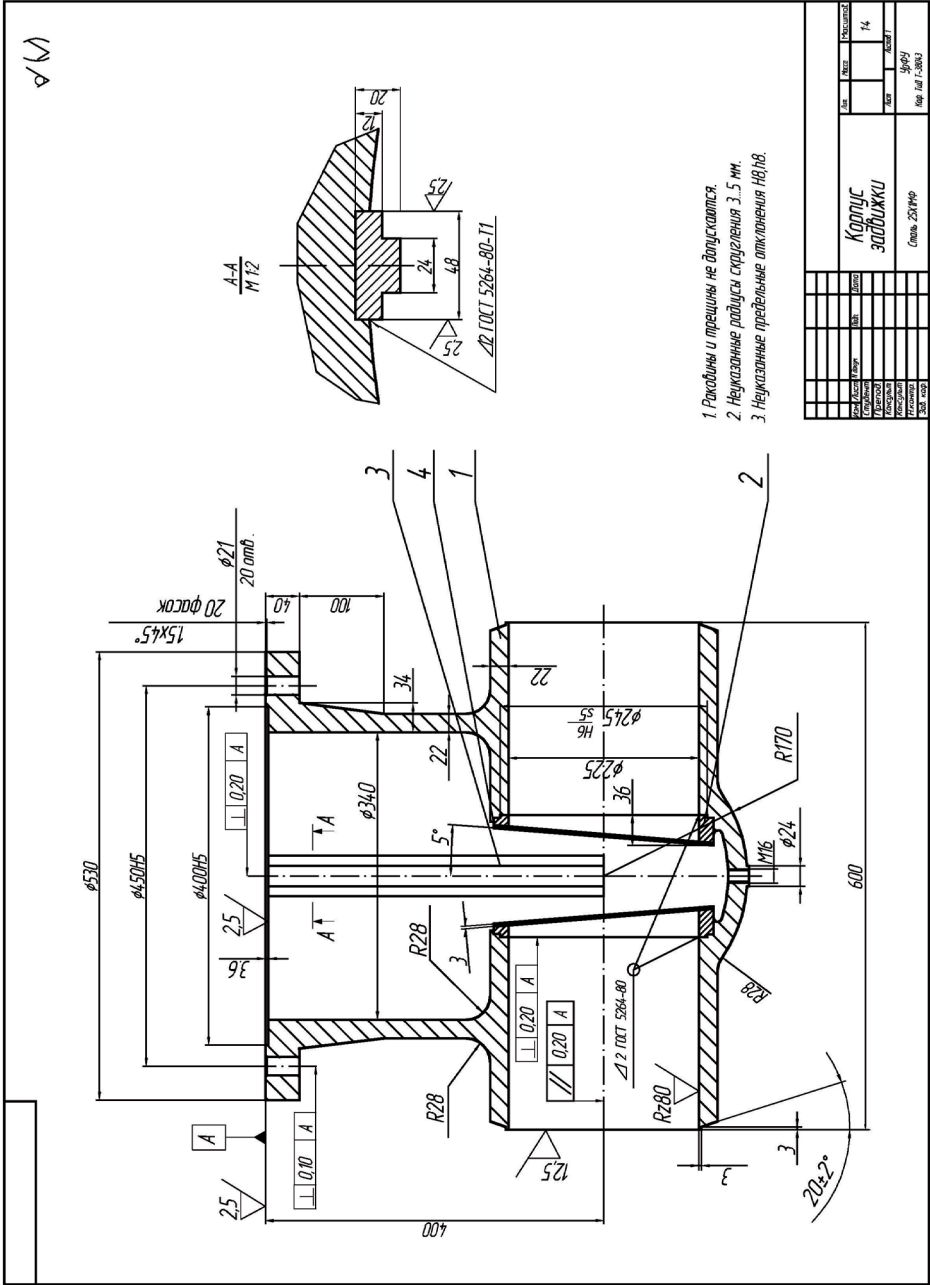


Рис. 7.2. Корпус. Сборочный чертеж

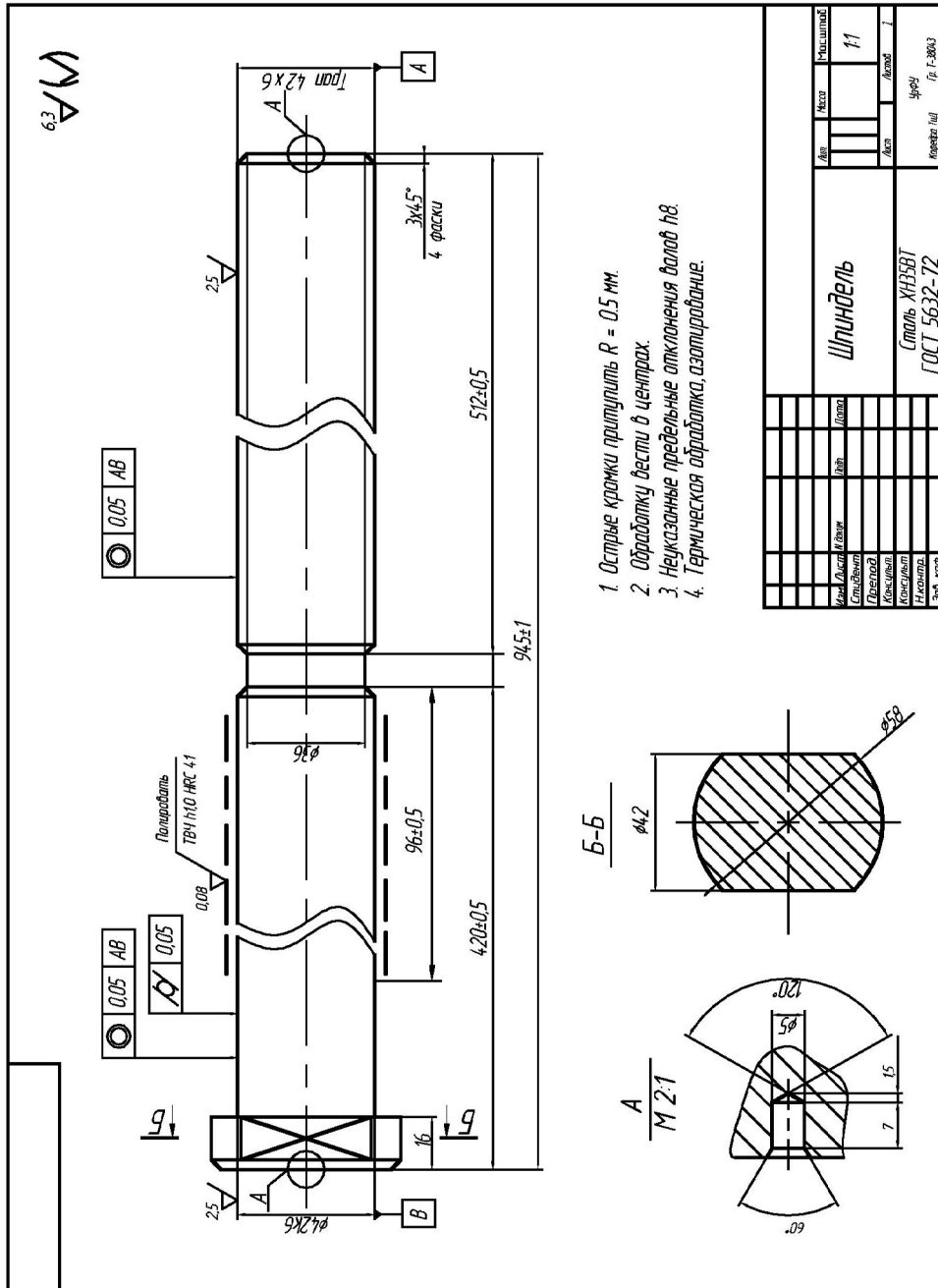


Рис. 7.3. Шпиндель. Рабочий чертеж

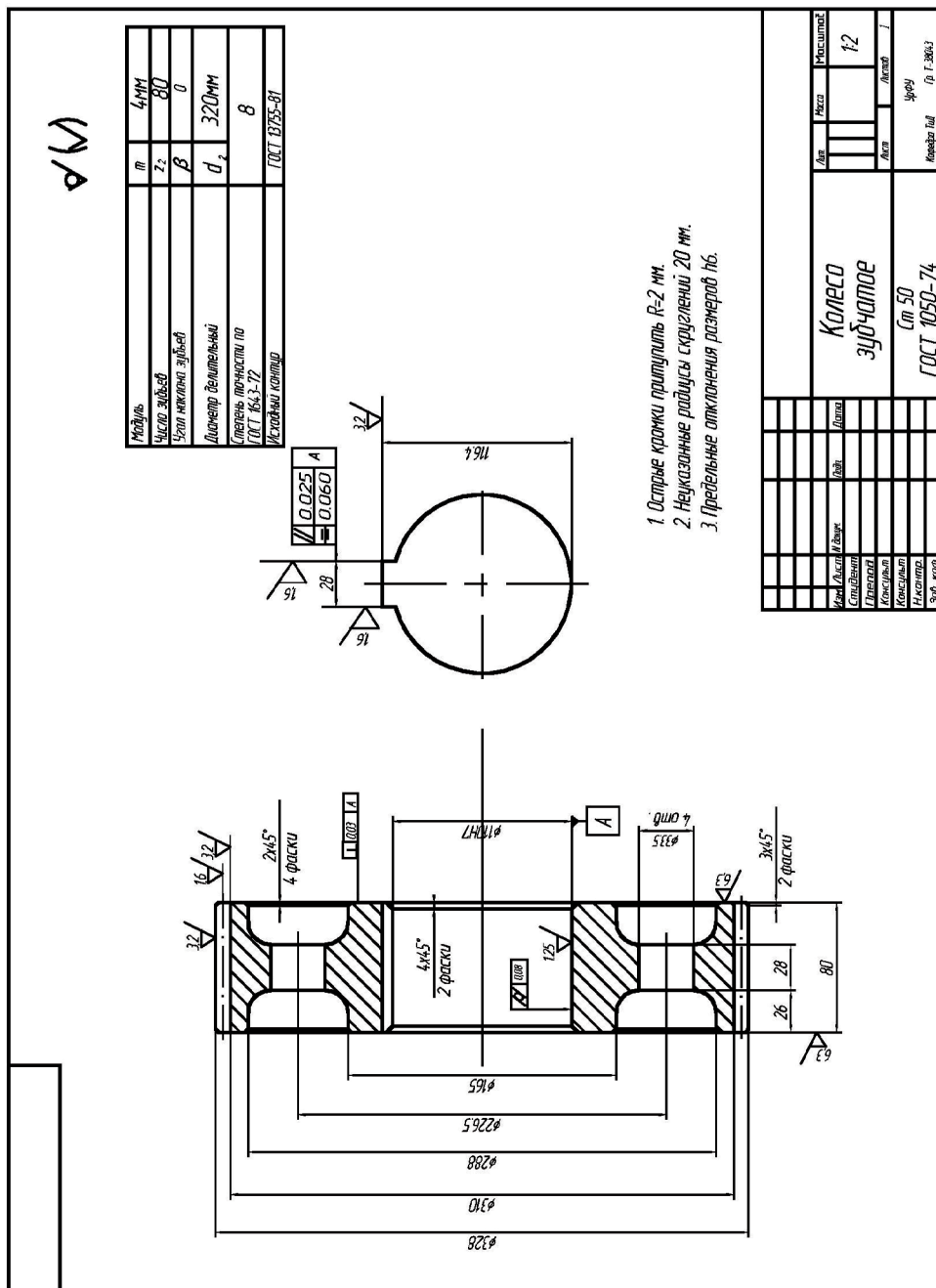


Рис. 7.4. Зубчатое колесо. Рабочий чертеж

7.2. Указания к оформлению пояснительной записки

Пояснительная записка выполняется в соответствии с ГОСТ 7.32—2001 «Отчет о научно-исследовательской работе. Структура и правила оформления».

Пояснительную записку выполняют на листах белой бумаги формата А4 без рамки, с полями (левое и верхнее — не менее 20 мм, правое и нижнее — не менее 10 мм), рекомендуется установить размер всех полей 25 мм.

Рекомендуется выполнять пояснительную записку с применением печатающих и графических устройств вывода ЭВМ. При этом пояснительные записки для различных проектов должны иметь индивидуальный характер с учетом особенностей каждого проекта.

Рукописный вариант выполняют пастой или чернилами одного цвета (синего, черного). Номера страниц проставляются в правом верхнем углу листа.

Текст должен быть кратким, четким и не допускать различных толкований.

Структурные части пояснительной записки (содержание, введение, главы основной части, заключение, библиографический список) начинают с нового листа и не нумеруют. Заголовки записывают прописными буквами.

Рекомендуется выполнять титульный лист пояснительной записки печатным способом, но допускается и рукописный (пастой или чернилами черного цвета). Пример заполнения титульного листа приведен в прил. 17.

Задание на проектирование должно быть оформлено на бланках. При необходимости задание может быть дополнено приложением, устанавливающим более подробное содержание отдельных его частей.

В содержании указывают нумерацию и наименования всех разделов, подразделов, пунктов (если они имеют заголовки) и номера страниц, на которых размещается начало материала разделов, подразделов, пунктов. В содержание включаются заголовки всех структурных частей пояснительной записки, обозначения и заголовки всех приложений (если они имеются).

Во введении дают оценку современного состояния решаемой проблемы, приводят исходные данные для разработки проекта и обоснование целесообразности решения поставленной задачи, описывают особенности проекта.

Основная часть, кроме материалов, указанных в главе 2, может включать другие материалы (специальные вопросы) с более глубокой проработкой конструкторских решений проекта (например, методику исследований).

Разделы основной части пояснительной записки разбивают на подразделы и пункты. Пункты при необходимости могут быть разбиты на подпункты. Заголовки разделов записывают прописными буквами с расстоянием 10 мм до последующего текста. Заголовки подразделов записывают с абзаца строчными буквами, первая — прописная. Точку в конце заголовка не ставят. Перенос слов в заголовке и подчеркивание не допускаются.

Все иллюстрирующие материалы пояснительной записки называют рисунками, обозначают словом «Рисунок» и нумеруют в пределах раздела или в пределах всего документа арабскими цифрами. Рисунки могут иметь наименование, располагаемое под рисунком. Номер рисунка помещают ниже поясняющих сведений.

Рисунок располагают после первой ссылки на него в тексте, которую приводят с указанием номера рисунка, например: «... на рисунке 1.2».

Рисунки, выполняемые на чертежной или миллиметровой бумаге, фотографии, светокопии и иллюстрации, полученные на ЭВМ, допускается наклеивать на листы пояснительной записки.

Цифровой материал оформляют в виде таблиц по ГОСТ 2.105—95. Если таблиц больше одной, их нумеруют арабскими цифрами в пределах раздела или всего документа.

Таблицы могут иметь заголовки. Заголовок начинают с прописных букв и помещают над таблицей под ее обозначением.

Диагональное деление головок таблиц не допускается. Цифры в графах таблиц должны проставляться так, чтобы разряды чисел в графе были расположены один под другим. В одной графе количество десятичных знаков должно быть одинаковым. Если данные отсутствуют, то в графах ставят знак *тире*. Заменять кавычками повторяющиеся цифры, знаки, обозначения не допускается.

На все таблицы должны быть ссылки в тексте пояснительной записки. Если таблица имеет номер, то пишут сокращенно, например: «... в таблице 1.2»

Значения всех физических величин, применяемых в формулах, должны быть выражены в единицах СИ согласно ГОСТ 8.417—2002 и в единицах, допускаемых к применению наравне с единицами СИ. В формулах следует применять обозначения, установленные соответствующими стандартами. Символы и числовые коэффициенты, входящие в формулы, расшифровывают слева направо непосредственно под формулой. Первую строку начинают со слова «где» без двоеточия после него. Каждый символ пишут или с новой строки, или в подбор и после запятой указывают размерность; символы разделяют точкой с запятой.

После формулы, записанной в общем виде, в нее подставляют числовые значения входящих параметров и приводят результаты вычисления с указанием размерности величин.

Формулы нумеруют арабскими цифрами в пределах раздела или всего документа. Номер формулы заключают в круглые скобки и записывают с правой стороны листа на ее уровне. Ссылку на формулу приводят с указанием ее порядкового номера в круглых скобках.

Расчеты в общем случае должны содержать эскиз или схему рассчитываемого изделия, задачу расчета (что определяется при расчете), данные для расчета, расчет, выводы по результатам расчета.

В тексте пояснительной записки могут быть сделаны примечания. Если примечание одно, то его не нумеруют и после слова «Примечание» ставят точку. Если их

несколько, то после слова «Примечания» ставят двоеточие и нумеруют арабскими цифрами с точкой.

Заключение должно содержать краткие выводы о результатах выполненной работы, оценку технико-экономической эффективности спроектированного изделия, общие итоговые данные работы, предложения по использованию результатов работы на предприятии или в народном хозяйстве.

Приложения оформляют как продолжение пояснительной записки со сквозной нумерацией листов. Каждое приложение начинают с нового листа. В правом верхнем углу листа пишут прописными буквами слово «ПРИЛОЖЕНИЕ» и его номер, если приложений больше одного. Приложение должно иметь заголовок, который помещают над текстом приложения и пишут строчными буквами.

Текст приложения может быть поделен на пункты и разделы. Рисунки, таблицы и формулы, приведенные в приложениях, нумеруют в соответствии с приложением, оформленным в данной работе.

При ссылке на приложение в тексте пишут слово «приложение» строчными буквами и указывают номер приложения, например «... в приложении 1».

Библиографический список составляют в соответствии с ГОСТ 7.1—2003. В качестве примера рекомендуется библиографический список настоящего пособия. Ссылки на источники из библиографического списка указываются в тексте в квадратных скобках с указанием страницы, на которой приведены данные (например, [2, с. 15]).

7.3. Указания к выполнению основных надписей

На каждом листе графических документов и спецификаций выполняют основную надпись в соответствии с ГОСТ 2.104—68. Для всех видов чертежей и схем применяют основную надпись по форме 1. В текстовых документах для первого листа применяют основную надпись по форме 2, для последующих — по форме 2а.

Основную надпись на листах пояснительной записки допускается не выполнять.

7.4. Обозначения документов

Для обозначения текстовых и графических документов согласно ГОСТ 2.201—80 устанавливается следующая структура:

код организации-разработчика xxxxxx
 код классификационной характеристики xxxxxx
 порядковый регистрационный номер xxx
 вид документа xx

На месте кода организации-разработчика записывают номер учебной специальности (направления), по которой выполняется курсовой проект, например 141100 (энергетическое машиностроение).

Код классификационной характеристики присваивают по Классификатору ЕСКД, или по «Общесоюзному классификатору промышленной и сельскохозяйственной продукции» (ОКП), или по отраслевым классификаторам. В частности, трубопроводная арматура стальная имеет код ОКП 374000, стальные задвижки и затворы D_y от 50 до 150 мм — 374120, D_y от 200 до 500 мм — 374130, D_y 600 мм и выше — 374140.

Если тема проекта не имеет кода классификационной характеристики по Классификатору ЕСКД или ОКП, то на месте шестизначного кода в обозначении записывают «000 000».

Порядковый регистрационный номер проекта (номер варианта) от 001 до 999 устанавливает кафедра, ведущая курсовое проектирование.

Вид документа записывают по шифрам согласно ГОСТ 2.102—68 и ГОСТ 2.701—84.

Примеры: чертеж общего вида — ВО; сборочный чертеж — СБ; монтажный чертеж — МЧ; таблицы — ТБ; пояснительная записка — ПЗ; комбинированная объединенная схема — СО.

На чертежах деталей, спецификации и на первом листе графических документов, выполненном как наглядное пособие, вид документа не указывается.

7.5. Нормоконтроль и защита курсового проекта

Нормоконтролю подлежат все материалы, включенные в курсовой проект согласно заданию. Осуществляют его руководитель проекта и ответственный за нормоконтроль.

При проверке текстовой и графической документации нормоконтроль охватывает нижеследующие вопросы.

1. Комплектность документации, т.е. соответствие техническому заданию на проектирование.

2. Выполнение чертежей, схем в соответствии с требованиями стандартов ЕСКД, в том числе:

- соблюдение форматов, масштабов, расположения изображений;
- правильность выполнения обозначений, таблиц и надписей на чертежах, схемах и графиках;
- правильность начертания линий и нанесения размеров;
- использование условностей и упрощений при изображении конструктивных элементов (резьбовых, шпоночных, шлицевых соединений, зубчатых колес и т.д.);
- нанесение номеров позиций составных частей изделий, оформление спецификаций, обозначение материалов на чертежах деталей, правильность выполнения основных надписей.

3. Соблюдение требований стандартов на текстовые документы, в том числе:

- правильность оформления титульного листа, содержания, таблиц, рисунков, библиографического списка, приложений;
- наличие и правильность ссылок на таблицы, рисунки, приложения, нормативно-технические документы и другие источники информации;
- применение Международной системы единиц (СИ);
- соответствие обозначений показателей и расчетных величин нормативным данным, установленным в стандартах и нормативно-технических документах.

Защита курсового проекта проводится перед комиссией, назначенной заведующим кафедрой.

При защите студент делает доклад в течение 5...7 минут, в котором в ясной и сжатой форме сообщает о назначении, основных характеристиках и отличительных особенностях спроектированного изделия. После доклада отвечает на вопросы комиссии. Студент должен представлять работу задвижки в целом, взаимодействие всех систем и механизмов, конструкцию каждого узла, преимущества и недостатки принятых решений, а также разбираться в расчетах и обосновать выбранные параметры рабочего цикла, опытные коэффициенты и расчетные формулы.

Оценка курсового проекта производится на основании действующего положения об экзаменах и зачетах с учетом следующих факторов:

- качества выполнения работы;
- качества доклада и ответов на вопросы;
- оригинальности проекта;
- сроков выполнения.

Курсовой проект является заключительной частью обучения по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» и показывает знания студента, полученные на протяжении двух семестров; его способности принимать обоснованные решения на стадии проектирования, обеспечивающие надежную и экономичную работу машин; владение методикой прочностного расчета основных элементов, правилами выполнения и оформления графической и текстовой конструкторской документации; знание средств современной компьютерной графики.

При использовании балльно-рейтинговой системы оценка курсового проекта производится в соответствии с положением о балльно-рейтинговой системе и влияет на общую оценку знаний по данной дисциплине и полному циклу обучения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Марки стали и сплавов. Режим доступа: http://metallicheckiy-portal.ru/marki_metallov
2. Марочник сталей и сплавов. Режим доступа: <http://www.lasmet.ru/steel/class.php?CLID=0>
3. Анурьев В. И. Справочник конструктора машиностроения: в 3 т. / В. И. Анурьев. М. : Машиностроение, 1978.
4. Гуревич Д. Ф. Основы расчета трубопроводной арматуры / Д. Ф. Гуревич. Л. : Машгиз, 1962. 410 с.
5. Гуревич Д. Ф. Справочник конструктора трубопроводной арматуры / Д. Ф. Гуревич, О. Н. Шпаков. Л. : Машиностроение, 1987. 517 с.
6. Расчет и конструирование запорной задвижки с приводной головкой: методические указания к курсовому проекту / сост. П. Н. Плотников. Екатеринбург : УГТУ, 2005. 66 с.
7. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учебное пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. 8-е изд., перераб. и доп. М. : Издательский центр «Академия», 2004. 496 с.
8. Плотников П. Н. Расчет и проектирование двухступенчатого зубчатого редуктора: учебно-методическое пособие / П. Н. Плотников, Т. А. Недошивина. Екатеринбург : УГТУ-УПИ, 2009. 63 с.
9. Гарбер Д. Х. Энергетическая арматура высоких параметров / Д. Х. Гарбер. М. : Машиностроение, 1968. 264 с.
10. Черноштан В. И. Трубопроводная арматура ТЭС: справочное пособие / В. И. Черноштан, В. А. Кузнецов. М. : Изд-во МЭИ, 2001. 386 с.
11. ГОСТ 7.32—2001. Система стандартов по информации, библиотечному и издательскому делу. Отчет о научно-исследовательской работе. Структура и правила оформления. Минск, 2001.
12. ГОСТ 2.105—95 ЕСКД. Общие требования к текстовым документам. Минск, 1995.
13. ГОСТ 2.109—73 ЕСКД. Основные требования к чертежам. М., 1973.

Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636—69)

R_{a5}	R_{a10}	R_{a20}	R_{a40}	Доп. размеры
10	10	10	10,0	10,2
			10,5	10,8
	11		11,0	11,2
			11,5	11,8
	12	12	12,0	12,5
16			13,0	13,5
14		14,0	14,5	
		15,0	15,5	
16	16	16	16,0	16,5
			17,0	17,5
	18		18,0	18,5
			19,0	19,5
	20	20	20,0	20,5
		21,0	21,5	
22		22,0	23,0	
	25			24,0
25	25	25,0	-	
		26,0	27,0	
28		28,0	29,0	
		30,0	31,0	
32	32	32	32,0	33,0
			34,0	35,0
	36		36,0	37,0
			38,0	39,0

R_{a5}	R_{a10}	R_{a20}	R_{a40}	Доп. размеры
40	40	40	40	41
			42	44
	45		45	46
			48	49
	50	50	50	52
63			53	55
56		56	58	
		60	62	
63	63	63	63	65
			67	70
	71		71	73
			75	78
	80	80	80	82
		85	88	
90		90	92	
	100			95
100	100	100	102	
		105	108	
110		110	112	
		120	115	
125	125	125	125	118
			130	135
	140		140	145
			150	155

R_{a5}	R_{a10}	R_{a20}	R_{a40}	Доп. размеры
160	160	160	160	165
			170	175
	180		180	185
			190	195
	200	200	200	205
250			210	215
220		220	230	
		240	-	
250	250	250	250	270
			260	290
	280		280	310
			300	315
	320	320	320	330
		340	350	
360		360	370	
	600			380
400	400	400	410	
		420	440	
450		450	460	
		480	490	
500	500	500	500	515
			530	545
	560		560	580
			600	615

R_{a5}	R_{a10}	R_{a20}	R_{a40}	Доп. размеры
630	630	630	630	650
			670	690
		710	710	730
	800		750	775
		800	800	825
			850	875
1000	1000	900	900	925
			950	975
		1000	1000	1030
	1250		1060	1090
		1120	1120	1150
			1180	1220
1500	1500		1250	1280
		1400	1320	1360
			1400	1450
	1500		1500	1550

R_{a5}	R_{a10}	R_{a20}	R_{a40}	Доп. размеры
1600	1600	1600	1600	1650
			1700	1750
		1800	1800	1850
	1800		1900	1950
		2000	2000	2060
			2120	2180
2500	2500	2240	2240	2300
			2360	2430
		2500	2500	2580
	3150		2650	2720
		2800	2800	2900
			3000	3070
3750	3750	3150	3150	3250
			3350	3450
		3550	3550	3650
	3750		3750	3870

Сальниковые уплотнения арматуры (ГОСТ 5152—84)

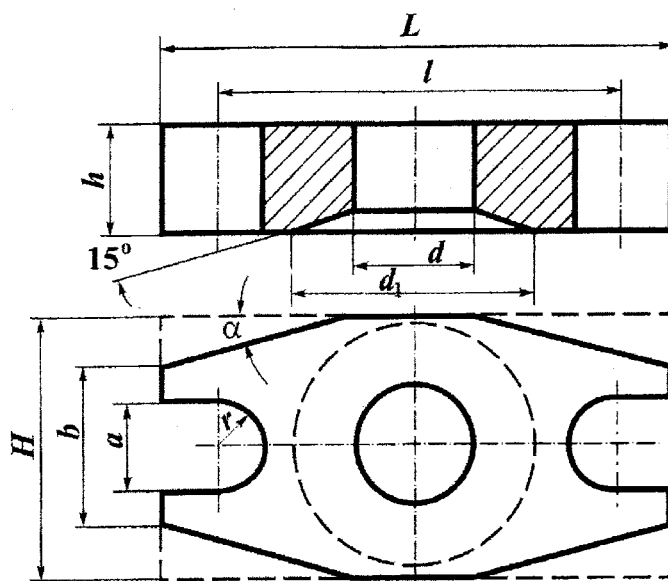
Маркировка набивки	Наименование набивки, структура	Техническая характеристика	Условия применения		Среда
			Максимально допустимое давление среды, МПа	Температура среды, °С	
Набивка асбестовая					
АПК-31	Крученая, пропитанная, графитированная, круглого сечения	2.0; 3.0	1,6	225	Вода, пар
		4; 5; 6; 7; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22			
		4; 5; 6; 7; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28			
АП-31	Плетеная, пропитанная, графитированная	с однослойным оплетением сердечника, квадратная и круглая	4,5	-70...300	Пар
		многослойное плетение, квадратная и круглая			
		16; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 32; 38; 42; 45; 50			
АСП-31	Плетеная, с сердечником из стекловолокна, пропитанная, графитированная	4; 5; 6; 7; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28	4,5	-70...300	Пар
		16; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 32; 38; 42; 45; 50			
		16; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 32; 38; 42; 45; 50			

Марки- ровка набивки	Наименование набивки, структура	Техническая характеристика	Условия применения		
			Максимально до- пустимое давле- ние среды, МПа	Темпе- ратура среды, °С	Среда
АПРС	Плетеная, с латунной проволокой, прорезиненная, графитирован- ная, сухая	сквозное плете- ние, квадратная	90	450	Вода, пар
		с однослойным оплетением сер- дечника, квадратная			
		сквозное плетение или с однослой- ным оплетением сердечника, пря- моугольная			
АПРПП	Плетеная, с латунной проволокой, прорезиненная, пропитанная антифрикцион- ным составом, графитирован- ная, сухая	3; 4; 5; 6; 7; 8; 10; 12; 14; 16; 18	90	200	Вода, пар
		5; 6; 7; 8; 10; 12; 14; 16; 18			
		6×8; 8×10; 10×12			

Марки- ровка набивки	Наименование набивки, структура	Техническая характеристика	Условия применения	
			Максимально до- пустимое давле- ние среды, МПа	Темпе- ратура среды, °С
АГИ	Плетеная, приклеенная с графитом, ин- гибированная	сквозное плетение, квадратная, прямоугольная	35/38	565/280
		с однослойным оплетением сер- дечника, квадратная, прямоугольная		
		многослойное плетение, квадратная, прямоугольная		
		16; 18; 20; 22 14×16; 16×18; 20×22		
АФ-1	Плетеная, пропитанная суспензией фторопласта	4; 5; 6; 7; 8; 10; 12; 14	4/20	250/260
		3×5; 4×6; 6×8; 8×10; 10×12		
		16; 18; 20; 22; 25		
		14×16; 16×18; 20×22; 22×25		
Набивка неасбестовая, из углеродистых нитей, сухая				
УС	Сквозного плетения, квадратная	5; 6; 7; 8; 10; 12; 14	10	300
	Многослойного плетения, квадратная	16; 18		
				Пар водя- ной/ вода
				Пар водя- ной/ вода

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

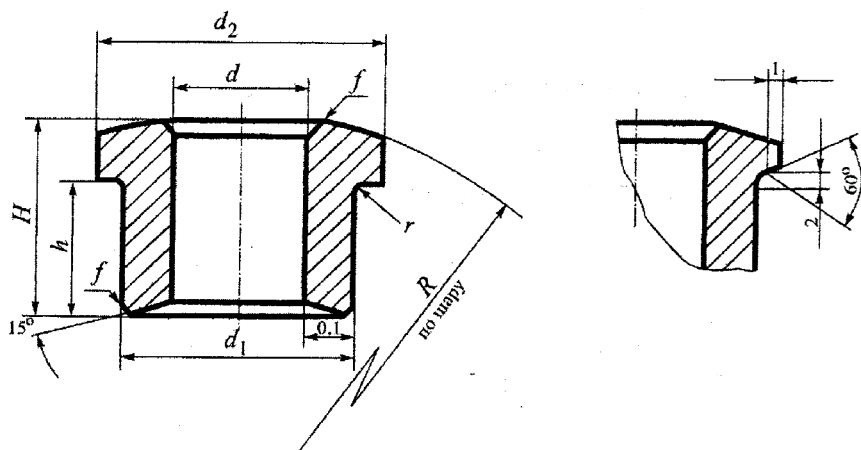
Планка нажимная (кованая)



Диаметр шпинделя, мм	Размеры, мм								
	d	l	L	H	d_1	h	b	a/r	α°
24	27	78	105	50	42	22	30	14/7	12
26	30	100	132	60	50	25	40	18/9	10
30	34	100	132	60	55	25	40	18/9	10
36	39,7	125	165	70	60	36	45	23/11,5	10
40	45,7	150	195	90	70	40	50	26/13	12
44	48	165	210	90	75	40	60	26/13	12
48	54	165	210	100	80	45	60	26/13	12
52	60	165	210	100	85	45	60	26/13	12
60	65	210	220	120	100	55	60	40/20	12
72	78	225	305	135	115	75	75	46/23	12

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

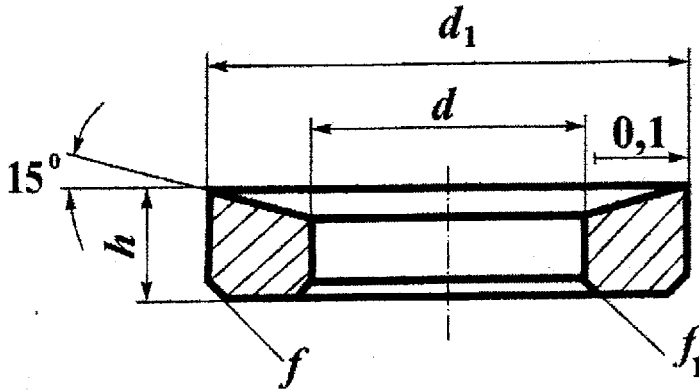
Грундбукса



Диаметр шпинделя, мм	Размеры, мм							
	d	d_1	d_2	H	h	R	r	f
14	14,1 ^{+0,1}	24	28	14	10	35	0,5	0,5×45°
16	16,2 ^{+0,1}	26	30	20	15	50	0,5	1×45°
20	20,2 ^{+0,1}	32	36	24	18	50	0,5	1×45°
24	24,2 ^{+0,1}	36	40	24	18	80	0,5	1×45°
26	26,2 ^{+0,1}	42	48	28	20	80	0,5	1×45°
30	30,5 ^{+0,1}	46	54	30	20	80	0,5	1,5×45°
36	36,5 ^{+0,2}	52	60	35	25	100	1	1,5×45°
40	40,5 ^{+0,2}	60	70	40	30	100	1	1,5×45°
44	44,5 ^{+0,2}	64	75	40	30	100	1	1,5×45°
48	48,1 ^{+0,2}	68	80	40	30	100	1	2×45°
52	52,5 ^{+0,2}	78	85	40	30	130	1	2×45°
60	60,5 ^{+0,2}	86	98	60	45	160	1	2×45°
72	72,5 ^{+0,2}	104	115	70	55	160	1	2×45°

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

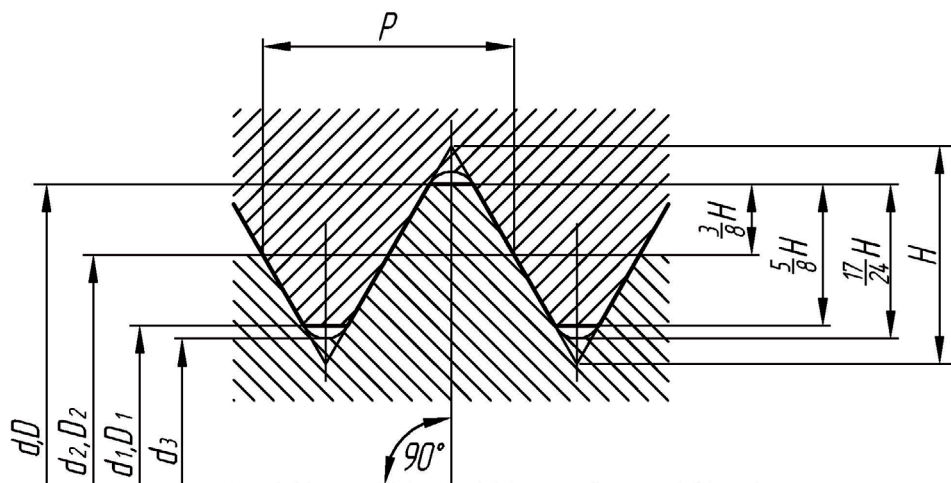
Кольцо сальника



Диаметр шпинделя, мм	Размеры, мм					
	d	d_1	h , при давлении, МПа		f	f_1
			$P_y < 20$	$P > 20$		
14	$14,1^{+0,1}$	24	6	6	$1 \times 45^\circ$	$0,5 \times 45^\circ$
16	$16,2^{+0,1}$	26	6	6	$1 \times 45^\circ$	$0,5 \times 45^\circ$
18	$18,2^{+0,1}$	28	6	6	$1 \times 45^\circ$	$1 \times 45^\circ$
20	$20,2^{+0,1}$	32	8	8	$1,5 \times 45^\circ$	$1 \times 45^\circ$
24	$24,2^{+0,1}$	36	8	-	$1,5 \times 45^\circ$	$1 \times 45^\circ$
26	$26,2^{+0,1}$	42	10	-	$1,5 \times 45^\circ$	$1 \times 45^\circ$
30	$30,5^{+0,1}$	46	10	12	$1,5 \times 45^\circ$	$1,5 \times 45^\circ$
36	$36,5^{+0,2}$	52	10	15	$1,5 \times 45^\circ$	$1,5 \times 45^\circ$
40	$40,5^{+0,2}$	60	10	-	$1,5 \times 45^\circ$	$1,5 \times 45^\circ$
44	$44,5^{+0,2}$	64	10	-	$1,5 \times 45^\circ$	$1,5 \times 45^\circ$
48	$48,1^{+0,2}$	68	-	20	$2 \times 45^\circ$	$2 \times 45^\circ$
52	$52,5^{+0,2}$	78	-	20	$2 \times 45^\circ$	$2 \times 45^\circ$
60	$60,5^{+0,2}$	86	-	25	$2 \times 45^\circ$	$2 \times 45^\circ$
72	$72,5^{+0,2}$	104	-	30	$2 \times 45^\circ$	$2 \times 45^\circ$

ПРИЛОЖЕНИЕ 6

Метрическая резьба (ГОСТ 24705—2004)



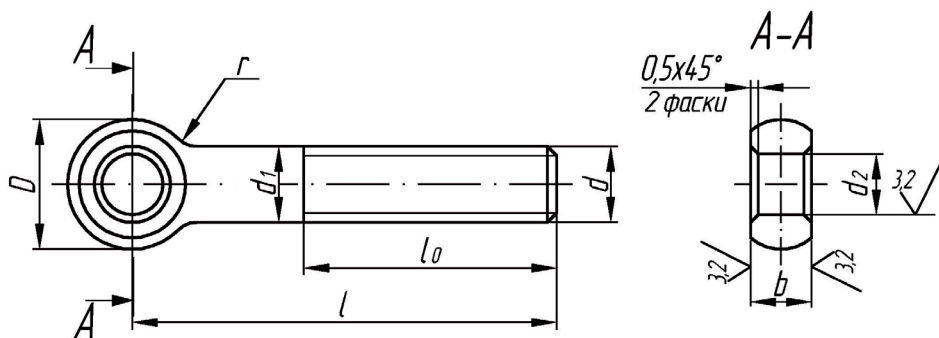
Основные размеры резьбы, мм

Номинальный диаметр резьбы D , наружный диаметр резьбы d	Шаг P	Средний диаметр D_2, d_2	Внутренний диаметр D_1, d_1	Внутренний диаметр по дну впадины d_3
6	1	5,350	4,917	4,773
8	1,25	7,188	6,647	6,466
10	1,5	9,026	8,376	8,160
12	1,75	10,863	10,106	9,853
14	2	12,701	11,835	11,546
16	2	14,701	13,835	13,546
18	2,5	16,376	15,294	14,933
20	2,5	18,376	17,294	16,933
22	2,5	20,376	19,294	19,933
24	3	22,051	20,752	20,319
27	3	25,051	23,752	23,319
30	3,5	27,727	26,211	25,706
33	3,5	30,727	29,211	28,706
36	4	33,402	31,670	31,093
39	4	36,402	34,670	34,093
42	4,5	39,077	37,129	36,479
45	4,5	42,077	40,129	39,479
48	5	44,752	42,587	41,866
52	5	48,752	46,587	45,866
56	5,5	52,428	50,046	49,252
60	5,5	56,428	54,046	53,252

ПРИЛОЖЕНИЕ 7

Откидные болты (ГОСТ 14724—69)

6,3



Обозначения болтов	d	l	D	d_1	d_2	b	l_0		r
							норм.	увел.	
7002-0558	М6	50	12	6	6	8	20	35	4
7002-0589		60							
7002-0560		70							
7002-0562	М8	50	16	8	8	10	25	35	
7002-0563		60						45	
7002-0564		70						45	
7002-0565		80						55	
7002-0566		90						55	
7002-0569	М10	60	20	10	10	12	30	50	4
7002-0570		70						50	
7002-0571		80						60	
7002-0572		90						60	
7002-0573		100						70	
7002-0574		110						70	
7002-0577	М12	70	20	12	10	14	40	55	6
7002-0578		80						65	
7002-0579		90						65	
7002-0580		100						75	
7002-0581		110						75	
7002-0582		125						75	
7002-0583		140						90	

Обозначения болтов	d	l	D	d_1	d_2	b	l_0		r
							норм.	увел.	
7002-0586	М16	80	28	16	12	18	50	-	6
7002-0587		90						65	
7002-0588		100						75	
7002-0589		110						75	
7002-0590		125						75	
7002-0591		140						90	
7002-0592		160						110	
7002-0593		180						110	
7002-0596	М20	100	34	20	16	22	50	80	6
7002-0597		110						80	
7002-0598		125						80	
7002-0599		140						95	
7002-0600		160						110	
7002-0601		180						110	
7002-0607	М24	125	42	24	20	25	60	80	10
7002-0608		140					60	95	
7002-0609		160					70	110	
7002-0610		180					70	110	
7002-0611		200					70	110	

Пример условного обозначения

Откидной болт с нормальной длиной резьбы l_0 , $d = \text{М}6$,
 $l = 50$ мм:

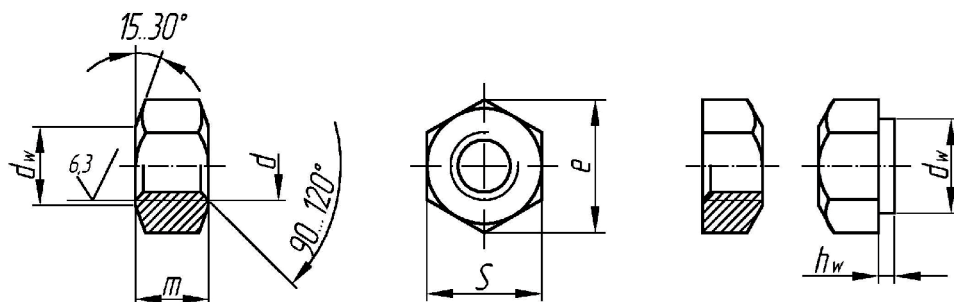
Болт 7002—0558 ГОСТ 14724—69,

то же с увеличенной длиной резьбы l_0 :

Болт 7002—0558 У ГОСТ 14724—69

ПРИЛОЖЕНИЕ 8

Гайки шестигранные класса точности В (ГОСТ 5915—70)



Номинальный диаметр резьбы d	Шаг резьбы		S	e	m
	крупный	мелкий			
6	1,0	-	10	10,9	5,2
8	1,25	1,0	13	14,2	6,8
10	1,5	1,25	16	17,7	8,4
12	1,75	1,25	18	19,9	10,8
16	2	1,5	24	26,2	14,8
20	2,5	1,5	30	33,3	18
24	3	2	36	39,6	21,5
30	3,5	2	46	50,9	25,6
36	4	3	55	60,8	31
42	4,5	3	65	71,3	34
48	5	3	75	82,6	38

Пример условного обозначения

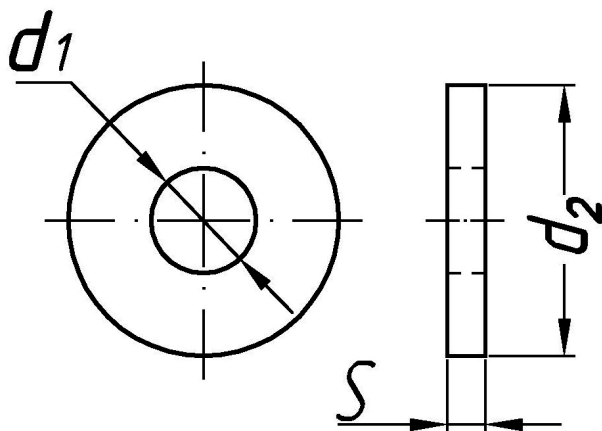
Гайка исполнения 1, диаметром резьбы $d = 12$ мм, с крупным шагом резьбы с полем допуска 7Н, класса прочности 5, без покрытия:

Гайка М12-7Н.5 (S18) ГОСТ 5915—70, то же исполнения 2, диаметром резьбы $d = 12$ мм, с мелким шагом резьбы, с полем допуска 7Н, класса прочности 12, с покрытием 01 толщиной 6 мкм:

Гайка 2М12×1.25-7Н.12.016 ГОСТ 5915—70

ПРИЛОЖЕНИЕ 9

Шайба увеличенная (ГОСТ 6858—78)



Диаметр резьбы крепежных деталей	d_1	s	d_2
М6	6,4	1,6	18
М8	8,4	2	24
М10	10,5	2,5	30
М12	13	2	37
М14	15	3	44
М16	17	3	50
М18	20	4	56
М20	22	4	60
М24	26	5	72
М27	30	6	85
М30	33	6	92
М36	36	8	110
М42	39	10	125
М48	52	10	145

Пример условного обозначения

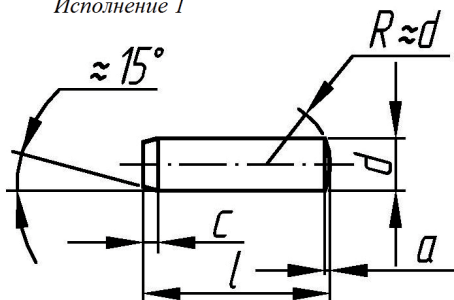
Шайба для крепежной детали с диаметром резьбы 12 мм, с толщиной, установленной в стандарте, из стали марки 08кп, с цинковым покрытием толщиной 6 мкм хромированным:

Шайба 12.01.08кп.016 ГОСТ 6858—78

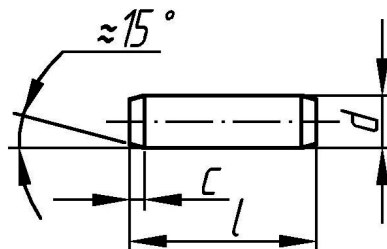
ПРИЛОЖЕНИЕ 10

Штифты цилиндрические (ГОСТ 3128—70)

Исполнение 1



Исполнение 2



d	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20
c	0,3	0,5	0,5	0,63	0,8	1,2	1,6	2	2,5	3	3,5
a	0,25	0,3	0,4	0,5	0,63	0,8	1,0	1,2	1,6	2	2,5
l					10	12	16	20	25	30	40
				8	12	14	20	25	30	36	45
	4	5	6	10	14	16	25	30	36	40	50
	5	6	8	12	16	20	30	40	45	50	60
	6	8	10	14	20	25	36	45	50	55	65
	8	10	12	16	25	30	45	50	55	60	70
	10	12	16	20	30	40	50	55	60	65	80
	12	14	20	25	36	45	55	60	65	70	90
	14	16	25	30	40	50	60	65	70	80	100
	16	20	30	36	45	55	65	70	80	90	110
	20	25	36	40	50	60	70	80	90	100	120
	25	30	40	45	55	65	80	90	100	110	140
	30	36	45	50	60	70	90	100	110	120	160
	36	40	50	55	65	80	100	110	120	140	180
	40	45	55	60	70	90	110	120	140	160	200
		50	60	70	90	100	120	140	160	180	220
					100	110	140	160	180	200	250
						120	160	200	220	220	280

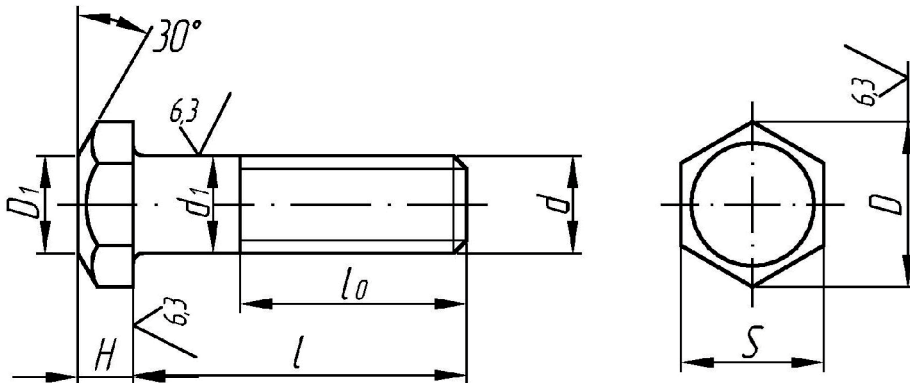
Пример условного обозначения

Цилиндрический штифт исполнения 1 диаметром $d = 10$ мм, длиной $l = 60$ мм:

Штифт 10×60 ГОСТ 3128—70

ПРИЛОЖЕНИЕ 11

Болты с шестигранной головкой класса точности В (исполнение 1) (ГОСТ 7798—70)



Резьба $d = d_1$		6	8	10	12	16	20	24	30	36	42	48
Шаг резь- бы	круп- ный	1	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
	мел- кий	-	1,0	1,25		1,5		2,0		3,0		
S		10	13	17	19	24	30	36	46	55	65	75
S_1		-	12	14	17	22	27	32	41	50	60	70
H		4	5,5	7	8	10	13	15	19	23	25	30
H_1		-	5	6	7	9	11	13	17	20	23	26
D		10,9	14,2	18,7	20,9	26,5	33,3	39,6	50,9	60,8	72,1	83,4
D_2		-	13,1	15,3	18,7	24,3	29,9	35,0	45,2	55,4	66,4	77,7

Пример условного обозначения

Болт исполнения 1 с диаметром резьбы $d = 12$ мм, длиной $l = 60$ мм, с крупным шагом резьбы с полем допуска 6g, класса прочности 5.8, без покрытия:

Болт М12-6g×60.58 ГОСТ 7798—70

ПРИЛОЖЕНИЕ 12

Шпильки резьбовые с ввинчиваемым концом длиной $1,25d$ Класс точности В (ГОСТ 22034—76)

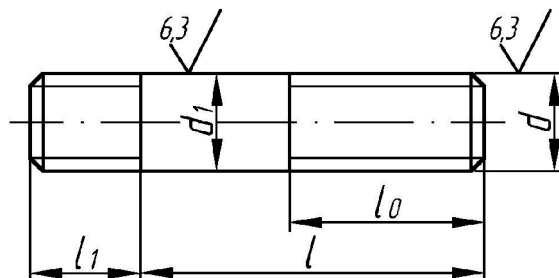


Таблица П.11.1

Номинальный диаметр резьбы d	6	8	10	12	16	20	24	30	36	42	48
Шаг P : крупный мелкий	1 —	1,25 1,0	1,5 1,25	1,75 1,25	2,0 1,5	2,5 1,5	3,0 2,0	3,5 2,0	4,0 3,0	4,5 3,0	5,0 3,0
Диаметр стержня d_1	6	8	10	12	16	20	24	30	36	42	48
Длина ввинчиваемого резьбового конца l_1	7,5	8	12	15	20	25	30	38	45	52	60

Таблица П.11.2

d	6	8	10	12	16	20	24	30	36	42	48
l	Длина гаечного ключа l_0										
16	*	*	*	-	-	-	-	-	-	-	-
20	*	*	*	-	-	-	-	-	-	-	-
25	*	*	*	*	-	-	-	-	-	-	-
30	18	22	*	*	-	-	-	-	-	-	-
35	18	22	26	*	*	-	-	-	-	-	-
40	18	22	26	30	*	*	-	-	-	-	-
45	18	22	26	30	*	*	*	-	-	-	-
50; 55	18	22	26	30	38	*	*	-	-	-	-
60; 65	18	22	26	30	38	46	*	*	-	-	-
70; 75	18	22	26	30	38	46	54	*	*	-	-
80	18	22	26	30	38	46	54	*	*	*	*
85; 90	18	22	26	30	38	46	54	66	*	*	*
100; 110	18	22	26	30	38	46	54	66	78	90	*
120	18	22	26	30	38	46	54	66	78	90	*
130	18	28	32	36	44	52	60	72	84	96	108
140	18	28	32	36	44	52	60	72	84	96	108
150	18	28	32	36	44	52	60	72	84	96	108
160	18	28	32	36	44	52	60	72	84	96	108
170	-	28	32	36	44	52	60	72	84	96	108
180	-	28	32	36	44	52	60	72	84	96	108
190	-	28	32	36	44	52	60	72	84	96	108
200	-	28	32	36	44	52	60	72	84	96	121
220	-	-	-	49	57	65	73	85	97	109	121
240	-	-	-	-	-	65	73	85	97	109	121

* Отмечены шпильки с длиной гаечного конца $l_0 = l - 0.5d - 2P$.

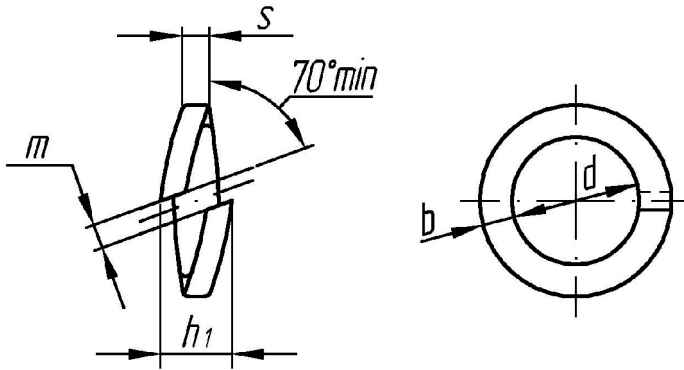
Пример условного обозначения

Шпилька исполнения 1 с диаметром резьбы $d = 16$ мм, крупным шагом $P = 2$ мм с полем допуска 6g длиной $l = 120$ мм, класса прочности 5.8, без покрытия:

Шпилька М 16-6g×120.58 ГОСТ 22034—76

ПРИЛОЖЕНИЕ 13

Шайбы пружинные (ГОСТ 6405—70)



Номи- нальный диаметр резьбы	d	Типы шайб			
		Легкие		Нормальные	Тяжелые
		b	s	$b = s$	$b = s$
6	6,1	1,6	1,2	1,4	2,0
8	8,2	2,0	1,6	2,0	2,5
10	10,2	2,5	2,0	2,5	3,0
12	12,2	3,5	2,5	3,0	3,5
14	14,2	4,0	3,0	3,2	4,0
16	16,3	4,5	3,20	3,5	4,5
18	18,3	5,0	3,5	4,0	5,0
20	20,5	5,5	(4,0)	4,5	5,5
22	22,5	6,0	4,5	5,0	6,0
24	24,5	6,5	4,8	5,5	7,0
27	27,5	7,0	5,5	6,0	8,0
30	30,5	8,0	6,0	6,5	9,0
33	33,5	10,0	6,0	7,0	-
36	36,5	10,0	6,0	8,0	10,0
39	39,5	10,0	6,0	8,5	-
42	42,5	12,0	7,0	9,0	12,0
45	45,5	12,0	7,0	9,5	-
48	48,5	12,0	7,0	10	-

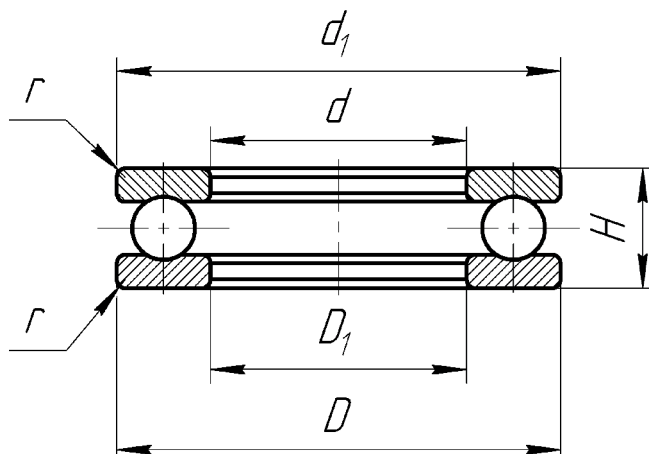
Пример условного обозначения

Пружинная шайба исполнения 1 для болта диаметром 8 мм нормального типа из стали марки 3Х13 без покрытия:

Шайба 8 3Х13 ГОСТ 6402—70

ПРИЛОЖЕНИЕ 14

Упорные одинарные шарикоподшипники (ГОСТ 7872—89). Тип 8000



Обозначение		Размеры, мм						Мас- са, кг	Грузоподъем- ность	
по ГОСТу	между- народ- ное	d	D	d ₁	D ₁	H	r		C	C ₀
Серия ширин 0, серия диаметров 1										
8100	51100	10	24	24	10,2	9	0,5	0,02	10000	11800
8101	51101	12	26	26	12,2	9	0,5	0,02	10400	12900
8102	51102	15	28	28	15,2	9	0,5	0,02	10600	14000
8103	51103	17	30	30	17,2	9	0,5	0,03	11400	16600
8104	51104	20	35	35	20,2	10	0,5	0,04	15000	22400
8105	51105	25	42	42	25,2	11	1,0	0,06	18000	30000
8106	51106	30	47	47	30,2	11	1,0	0,07	19000	33500
8107	51107	35	52	52	35,2	12	1,0	0,08	20000	39000
8108	51108	40	60	60	40,2	13	1,0	0,12	27000	53000
8109	51109	45	65	65	45,2	14	1,0	0,15	28000	58500
8110	51110	50	70	70	50,2	14	1,0	0,16	29000	64000
8111	51111	55	78	78	55,2	16	1,0	0,24	30500	63000
8112	51112	60	85	85	60,2	17	1,5	0,29	31500	95000
8113	51113	65	90	90	65,2	18	1,5	0,34	38000	93000
8114	51114	70	95	95	70,2	18	1,5	0,36	40000	104000
8115	51115	75	100	100	75,2	19	1,5	0,42	44000	108000

Обозначение		Размеры, мм						Мас- са, кг	Грузоподъем- ность	
по ГОСТу	между- народ- ное	d	D	d ₁	D ₁	H	г		C	C ₀
8116	51116	80	105	105	80,2	19	1,5	0,43	45000	114000
8117	51117	85	110	110	85,2	19	1,5	0,46	45500	118000
8118	51118	90	120	120	90,2	22	1,5	0,68	45500	160000
8120	51120	100	135	135	100,2	25	1,5	0,99	61000	160000
8122	51122	110	145	145	110,2	25	1,5	1,08	65500	186000
8124	51124	120	155	155	120,2	25	1,5	1,16	65500	193000
8126	51126	130	170	170	130,3	30	1,5	1,87	90000	255000
8128	51128	140	180	180	140,3	31	1,5	2,07	98000	285000
8130	51130	150	190	190	150,3	31	1,5	2,20	98000	290000
8132	51132	160	200	200	160,3	31	1,5	2,33	112000	365000
8134	51134	170	215	215	170,3	34	2,0	3,31	134000	430000
8136	51136	180	225	225	180,3	34	2,0	3,48	134000	440000
8138	51138	190	240	240	190,3	37	2,0	4,06	170000	550000
8140	51140	200	250	250	200,3	37	2,0	4,24	173000	570000
8144	51144	220	270	270	220,3	37	2,0	4,62	176000	620000
8148	51148	240	300	300	240,3	45	2,5	7,55	236000	830000
8152	51152	260	320	320	260,3	45	2,5	8,11	245000	900000
8156	51156	280	350	350	280,3	53	2,5	12,2	325000	1180030
8160	51160	300	380	380	300,3	62	3,0	17,5	360000	1370000
8164	51164	320	400	400	320,4	63	3,0	18,9	380000	1500000
8168	51168	340	420	420	340,4	64	3,0	20,3	400000	1600000
8172	51172	360	440	440	360,4	65	3,0	21,8	405000	1700000
8180	51180	400	480	480	400,4	65	3,0	24,6	430000	1900000
8192	-	460	560	560	460,5	80	3,0	43,4	530000	2600000
81/500	-	500	600	600	500,5	80	3,5	46,7	550000	2800000
Серия ширин 0, серия диаметров 2										
8200	51200	10	26	26	10,2	11	1,0	0,03	12700	14300
8201	51201	12	28	28	12,2	11	1,0	0,03	13200	16000
8202	51202	15	32	32	15,2	12	1,0	0,05	16600	20800
8203	51203	17	35	35	17,2	12	1,0	0,05	17300	23200
8204	51204	20	40	40	20,2	14	1,0	0,08	22400	32000
8205	51205	25	47	47	25,2	15	1,0	0,12	28000	42500
8206	51206	30	52	52	30,2	16	1,0	0,14	25500	40000
8207	51207	35	62	62	35,2	18	1,5	0,22	35500	57000
8208	51208	40	68	68	40,2	19	1,5	0,27	46500	83000

Обозначение		Размеры, мм						Мас- са, кг	Грузоподъем- ность	
по ГОСТу	между- народ- ное	d	D	d ₁	D ₁	H	г		C	C ₀
8209	51209	45	73	73	45,2	20	1,5	0,32	39000	67000
8210	51210	50	78	78	50,2	22	1,5	0,39	50000	90000
8211	51211	55	90	90	55,2	25	1,5	0,61	61000	114000
8212	51212	60	95	95	60,2	26	1,5	0,69	62000	118000
8213	51213	65	100	100	65,2	27	1,5	0,77	64000	125000
8214	51214	70	105	105	70,2	27	1,5	0,81	65500	134000
8215	51215	75	110	110	75,2	27	1,5	0,86	67000	143000
8216	51216	80	115	115	80,2	28	1,5	0,95	75000	160000
8217	51217	85	125	125	85,2	31	1,5	1,29	98000	212000
8218	51218	90	135	135	90,2	35	2,0	1,77	120000	255000
8220	51220	100	150	150	100,2	38	2,0	2,36	122000	270000
8222	51222	110	160	160	110,2	38	2,0	2,57	129000	305000
8224	51224	120	170	170	120,2	39	2,0	2,86	140000	335000
8226	51226	130	190	190	130,3	45	2,5	4,19	183000	455000
8228	51228	140	200	200	140,3	46	2,5	4,88	190000	475000
8230	51230	150	215	215	150,3	50	2,5	6,19	236000	620000
8232	51232	160	225	225	160,3	51	2,5	6,67	245000	655000
8236	51236	180	250	250	180,3	56	2,5	8,85	290000	830000
8240	51240	200	280	280	200,3	62	3,0	12,4	340000	1020000
8244	51244	220	300	300	220,3	63	3,0	13,7	355000	1120000
8248	51248	240	340	340	240,3	78	3,5	23,6	465000	1560000
8252	51252	260	360	360	260,3	79	3,5	25,6	475000	1660000
8256	51256	280	380	380	280,3	80	3,5	27,6	490000	1800000
8260	51260	300	420	420	300,3	95	4,0	43,1	610000	2320000
8264	51264	320	440	440	320,4	95	4,0	45,5	620000	2450000
8268	51268	340	460	460	340,4	96	4,0	48,4	640000	2650000
8272	51272	360	500	500	360,4	110	5,0	70,0	765000	3250000
8292	51292	460	620	620	460,5	130	6,0	117,2	850000	4170000
8296	-	480	650	650	480,5	135	6,0	138,6	960000	4750000
Серия ширин 0, серия диаметров 3										
8305	51305	25	52	52	25,2	18	1,5	0,18	34500	46500
8306	51306	30	60	60	30,2	21	1,5	0,27	38000	55000
8307	51307	35	68	68	35,2	24	1,5	0,39	50000	75000
8308	51308	40	78	78	40,2	26	1,5	0,55	61000	95000
8309	51309	45	85	85	45,2	28	1,5	0,69	75000	118000

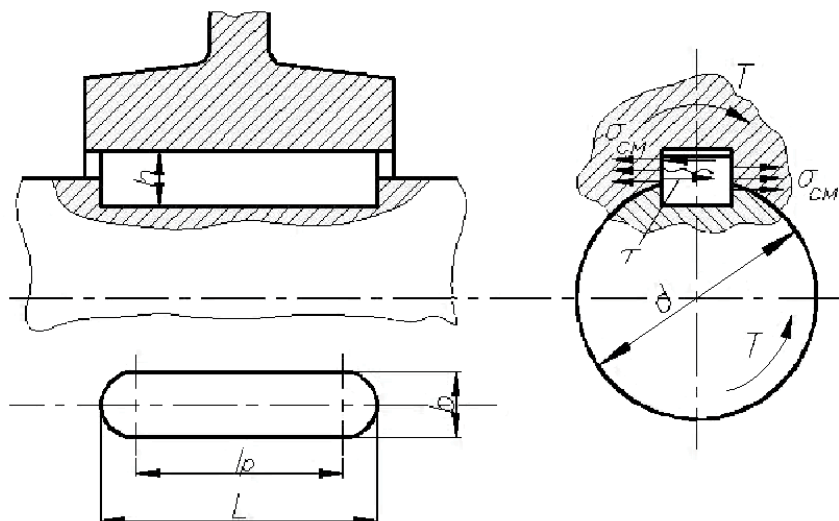
Обозначение		Размеры, мм						Мас- са, кг	Грузоподъем- ность	
по ГОСТу	между- народ- ное	d	D	d ₁	D ₁	H	г		C	C ₀
8310	51310	50	95	95	50,2	31	2,0	1,00	88000	146000
8311	51311	55	105	105	55,2	35	2,0	1,34	102000	176000
8312	51312	60	110	110	60,2	35	2,0	1,43	102000	176000
8313	51313	65	115	115	65,2	36	2,0	1,57	106000	186000
8314	51314	70	125	125	70,2	40	2,0	2,06	137000	250000
8315	51315	75	135	135	75,2	44	2,5	2,68	163000	300000
8316	51316	80	140	140	80,2	44	2,5	2,82	180000	300000
8317	51317	85	150	150	85,2	49	2,5	3,66	190000	360000
8318	51318	90	155	155	90,2	50	2,5	3,88	196000	390000
8320	51320	100	170	170	100,2	55	2,5	6,11	232000	475000
8322	51322	110	190	190	110,2	63	3,0	7,87	2750000	610000
8324	51324	120	210	210	120,2	70	3,5	10,9	325000	765000
8326	51326	130	225	225	130,3	75	3,5	13,3	360000	880000
8328	51328	140	240	240	140,3	80	3,5	15,9	400000	1020000
8330	51330	150	250	250	150,3	80	3,5	16,7	405000	1100000
8332	51332	160	270	270	160,3	87	4,0	21,5	455000	1270000
8334	51334	170	280	280	170,3	87	4,0	22,5	465000	1370000
8336	51336	180	300	300	180,3	95	4,0	28,7	520000	1530000
8340	51340	200	340	340	200,3	110	5,0	43,7	620000	2000000
8368	-	340	540	540	340,4	160	6,0	148	1000000	4600000
Серия ширин 0, серия диаметров 4										
8413	51413	65	140	140	65,2	56	2,5	4,47	224000	390000
8416	51416	80	170	170	80,2	68	3,5	7,97	275000	550000
8418	51418	90	190	190	90,2	77	3,5	11,2	325000	695000
8420	51420	100	210	210	100,2	85	4,0	15,0	400000	915000
8422	51422	110	230	230	110,2	95	4,0	20,2	465000	1120000
8426	51426	130	270	270	130,3	110	5,0	32,0	570000	1500000
8428	-	140	280	280	140,3	112	5,0	34,5	585000	1560000
8432	-	160	320	320	160,3	130	6,0	52,0	660000	1870000
8436	-	180	360	360	180,3	140	6,0	70,5	765000	2300000
8444	-	220	420	420	220,3	160	8,0	107	809000	3440000

Пример условного обозначения

Подшипник упорный шариковый одинарный серии диаметров 2, серии высот 0, с $d = 30$ мм:

Подшипник 8206 ГОСТ 7872—89

Призматическая шпонка (ГОСТ 2336—78)



Диаметр ходовой гайки	Сечение шпонки		Глубина паза	
d	b	H	Вал t	Втулка t_1
Св. 12 до 17	5	5	3,0	2,3
Св. 17 до 22	6	6	3,5	2,8
Св. 22 до 30	8	7	4,0	3,3
Св. 30 до 38	10	8	5,0	3,3
Св. 38 до 44	12	8	5,0	3,3
Св. 44 до 50	14	9	5,5	3,8
Св. 50 до 58	16	10	6,0	4,3
Св. 58 до 65	18	11	7,0	4,4
Св. 65 до 75	20	12	7,5	4,9
Св. 75 до 85	22	14	9,0	5,4
Св. 85 до 95	25	14	9,0	5,4
Св. 95 до 110	28	16	10,0	6,4
Св. 110 до 130	32	18	11,0	7,4

Длины призматических шпонок, мм, выбирают из ряда: 6; 8; 10; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250.

Пример условного обозначения

Призматическая шпонка (при $b = 18$ мм; $h = 11$ мм; $l = 100$ мм) со скругленными торцами:

Шпонка 18×11×100 ГОСТ 23360—78.

ПРИЛОЖЕНИЕ 16

Образец оформления спецификации к сборочному чертежу

[illegible]

Форм.	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол	Примеч
		19		Тарелка правая	1	
		20		Тарелкодержатель	1	
		21		Шестерня	1	
A3		22	14.1100.374128.106.03	Шпindelь	1	
				Стандарт изделия		
		23		Болт 7002-0558		
				У ГОСТ 14.724-69	2	
		24		Болт М20х115.58		
				ГОСТ 7798-70	20	
		25		Болт М18х80.58		
				ГОСТ 7798-70	4	
		26		Винт В.М16х28.50		
				ГОСТ 14.91-80	1	
		27		Гайка М18 15-74.5		
				ГОСТ 5915-70	4	
		28		Гайка М20.2-74.5		
				ГОСТ 5915-70	22	
		29		Штифт 2x20		
				ГОСТ3128-70	1	
		30		Штифт 16x40		
				ГОСТ3128-70	2	
		31		Подшипник 8226		
				ГОСТ7872-89	2	
		32		Шпонка 28х16х65		
				ГОСТ 23360-78	1	
				Шайба ГОСТ6958-78		
		33		20.01.05	22	
		34		18.01.05	4	

Изм.	Лист	И докум.	Подп.	Дата

Лист
2

ПРИЛОЖЕНИЕ 17

Пример оформления титульного листа курсового проекта

**ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б. Н. Ельцина»
Уральский энергетический институт
Кафедра «Турбины и двигатели»**

**Оценка проекта
Члены комиссии**

ЗАДВИЖКА ЗАПОРНАЯ Д_у250

Курсовой проект

Пояснительная записка

141100. 374130.XXX.ПЗ

Руководитель

канд. техн. наук, доц.

А. А. Иванов

Н. контроль

канд. техн. наук, доц.

А. А. Петров

Студент

ЭН-301101

А. А. Сидоров

Екатеринбург

20__

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	3
1. Общие сведения о конструировании арматуры.....	5
1.1. Классификация арматуры.....	5
1.2. Выбор материалов для деталей арматуры.....	8
1.3. Принципы проектирования задвижек.....	10
2. Порядок проектирования клиновой задвижки.....	15
2.1. Конструирование затвора.....	15
2.2. Конструирование шпинделя и сальникового уплотнения.....	20
2.3. Силовой расчет затвора.....	31
2.4. Конструирование корпуса, крышки и стойки задвижки.....	35
2.5. Конструирование узла ходовой гайки.....	43
3. Расчет приводной головки.....	48
3.1. Подбор электродвигателя. Расчет кинематических параметров.....	48
3.2. Расчет зубчатой передачи.....	51
3.3. Подбор маховика для ручного управления.....	65
4. Проверка прочности деталей задвижки.....	66
4.1. Проверка прочности корпуса и крышки.....	67
4.2. Расчет фланцевого соединения.....	70
4.3. Расчет стоек.....	71
4.4. Расчет шпинделя.....	72
4.5. Расчет крышки сальника.....	74
5. Соединение деталей. Допуски на изготовление. Выбор посадок.....	75
6. Сборка и испытание арматуры.....	85
7. Оформление проекта.....	91
7.1. Указания к оформлению графических документов.....	91
7.2. Указания к оформлению пояснительной записки.....	98
7.3. Указания к выполнению основных надписей.....	101
7.4. Обозначения документов.....	102

7.5. Нормоконтроль и защита курсового проекта.....	103
Библиографический список.....	105
Приложение 1. Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636—69).....	106
Приложение 2. Сальниковые уплотнения арматуры (ГОСТ 5152—84).....	108
Приложение 3. Планка нажимная (кованая).....	111
Приложение 4. Грундбукса.....	112
Приложение 5. Кольцо сальника.....	113
Приложение 6. Метрическая резьба (ГОСТ 24705—2004).....	114
Приложение 7. Откидные болты (ГОСТ 14724—69).....	115
Приложение 8. Гайки шестигранные класса точности В (ГОСТ 5915—70).....	117
Приложение 9. Шайба увеличенная (ГОСТ 6858—78).....	118
Приложение 10. Штифты цилиндрические (ГОСТ 3128—70).....	119
Приложение 11. Болты с шестигранной головкой класса точности В (исполнение 1) (ГОСТ 7798—70).....	120
Приложение 12. Шпильки резьбовые с ввинчиваемым концом длиной 1,25d. Класс точности В (ГОСТ 22034—76).....	121
Приложение 13. Шайбы пружинные (ГОСТ 6405—70).....	123
Приложение 14. Упорные одинарные шарикоподшипники (ГОСТ 7872—89). Тип 8000.....	124
Приложение 15. Призматическая шпонка (ГОСТ 2336—78).....	128
Приложение 16. Образец оформления спецификации к сборочному чертежу.....	129
Приложение 17. Пример оформления титального листа курсового проекта.....	132

Учебное издание

Плотников Петр Николаевич
Недошивина Татьяна Анатольевна

**ЗАПОРНАЯ ЗАДВИЖКА С ПРИВОДНОЙ ГОЛОВКОЙ.
РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ**

Редактор *Л. Ю. Козяйчева*
Компьютерная верстка *Т. С. Кринициной*

Подписано в печать 29.01.2015. Формат 70×100 1/16.
Бумага писчая. Плоская печать. Усл. печ. л. 11,0.
Уч.-изд.л. 6,3. Тираж 100 экз. Заказ № 10.

Издательство Уральского университета
Редакционно-издательский отдел ИПЦ УрФУ
620049, Екатеринбург, ул. С. Ковалевской, 5
Тел.: 8 (343) 375-48-25, 375-46-85, 374-19-41
E-mail: rio@urfu.ru

Отпечатано в Издательско-полиграфическом центре УрФУ
620075, Екатеринбург, ул. Тургенева, 4
Тел.: 8 (343) 350-56-64, 350-90-13
Факс 8 (343) 358-93-06
E-mail: press-urfu@mail.ru



ПЛОТНИКОВ ПЕТР НИКОЛАЕВИЧ

Доктор технических наук, профессор кафедры «Турбины и двигатели». Специалист в области повышения прочности и надежности теплоэнергетического оборудования паротурбинных установок ТЭС и АЭС.



НЕДОШИВИНА ТАТЬЯНА АНАТОЛЬЕВНА

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Турбины и двигатели». Область профессиональных интересов – повышение надежности эксплуатации газовых турбин и оборудования ГКС.